VISIT…

В. В. АЛФЕРОВ

КОНСТРУКЦИЯ и РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОРУЖИЯ

В. В. АЛФЕРОВ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОРУЖИЯ

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
высших технических учебных заведений

Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1977

УДК 623.451.8 (075.8)

Рецензент засл. деят. науки и техники РСФСР, д-р техн. наук **Ю. В. Чуев**

Научный редактор засл. деят. науки и техники РСФСР,
д-р. техн. наук *Б. В. Орлов*

Алферов В. В. Конструкция и расчет автоматического оружия. М., «Машиностроение», 1977, 248 с.

В учебном пособии на основе исследования конструктивных схем современного автоматического оружия и его циклограмм дана теория динамического анализа, выведены уравнения движения механизмов автоматики и выбраны наиболее приемлемые методы расчета, в основном при помощи ЭВМ. Расчет движения подвижных частей автоматики и определение темпа стрельбы проведены с учетом амортизации корпуса оружия и упругости лафета, а в необходимых случаях и с учетом упругости самих деталей автоматики. Методика расчета дана таким образом, что сохраняется единая структура уравнений движения автоматики. В книге приведен анализ работы гильзы, и движение автоматики рассчитано с учетом сопротивления гильзы при эстракции.

Рассмотрены устойчивость работы автоматики и выбор характеристик амортизатора при стрельбе очередью.

Методы расчета иллюстрированы примерами и блок-схемами.

Книга является учебным пособием для студентов высших технических учебных заведений и может быть полезна инженерно-техническим работникам.

Табл. 6, ил. 121, список лит. 51 назв.

А 11204-195
038(01)-77 195-77

© Издательство «Машиностроение», 1977 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важным этапом проектирования автоматического оружия является его расчет, основанный на инженерном анализе конструкции.

Динамический анализ работы автоматики невозможен без современной теории. Теория автоматического оружия создавалась в основном трудами советских ученых, начиная с ранних трудов Н. М. Филатова и В. Г. Федорова. Основы теории автоматического оружия были заложены в работах А. А. Благонравова. Значительная роль в исследовании динамики автоматического оружия принадлежит Е. Л. Бравину, В. С. Пугачеву, Э. А. Горову, Б. В. Орлову и многим другим ученым.

Этап проектирования, связанный с анализом выбранной схемы и определением характеристик будущего образца, имеет важное значение.

В книге на основе анализа конструктивных схем автоматического оружия и его циклограмм (гл. 1) дается теория динамического анализа, выводятся уравнения движения автоматики и выбираются наиболее приемлемые методы расчета (гл. 2).

Расчет движения автоматики позволяет исследовать динамику звеньев механизма, определить темп стрельбы и реакции, действующие на детали механизма. Движение механизма автоматики анализируется с учетом амортизации оружия и упругости лафета. Соударение звеньев и механизмов автоматики в гл. 3 рассмотрено на основе современных теорий с учетом упругости звеньев.

Применение современных методов расчета и исследования невозможно без использования ЭВМ. Возможности ЭВМ помогли исследовать динамику механизмов с учетом упругости звеньев и зазоров в сочленениях между ними при подвижном основании. Методика анализа и расчета построена таким образом, что во всех случаях сохраняется единая структура основных уравнений. В гл. 5 дан анализ работы гильзы и определяются зависимости, позволяющие анализировать работу автоматики, учитывая сопротивление гильзы при экстракции. Особенности расчета автоматики с различными структурными схемами показаны в гл. 6. Там же

приведена методика, позволяющая осуществить расчет автоматики при стрельбе очередью. В гл. 7 проанализирована работа амортизаторов, и даны рекомендации по выбору их характеристик и проектированию.

Применение ЭВМ во всех случаях позволяет проводить анализ конструкции достаточно быстро и делает эту операцию непосредственным этапом проектирования.

В связи с тем, что при расчетах конструкций приходится пользоваться артиллерийскими справочниками и таблицами, в которых размерность параметров дана в системе МКГСС, в книге использована именно эта система и некоторые внесистемные единицы.

Автор благодарит В. В. Сычеву, Н. П. Зинову, И. О. Толкачову, В. Г. Черного и Г. К. Каретникова за помощь, оказанную при оформлении книги и решении некоторых примеров, а также Е. Г. Спиридонова и Л. И. Колобаева, которые приняли непосредственное участие в работе над книгой и ее редактировании. Совместно с Л. И. Колобаевым написан разд. 4.2, а совместно с Е. Г. Спиридоновым — разд. 7.4 и 7.5.

Автор весьма признателен засл. деят. науки и техники РСФСР, д-ру техн. наук, проф. Б. В. Орлову, по инициативе которого была написана эта книга.

Автор выражает также глубокую благодарность засл. деят. науки и техники РСФСР д-ру техн. наук проф. Ю. В. Чуеву и канд. техн. наук, доценту А. М. Богородицкому за ценные замечания и советы, сделанные ими при рецензировании.

ГЛАВА 1

КОНСТРУКЦИЯ И СТРУКТУРА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМАТОВ

1.1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ И КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОРУЖИЯ

Современное автоматическое оружие в большинстве случаев должно обладать высоким темпом стрельбы. Эффективность поражения цели в первую очередь зависит от темпа стрельбы, калибра снаряда, начальной скорости снаряда, точности наведения и т. п. Конструктору при анализе и выборе этих характеристик приходится искать их оптимальное сочетание. При $C_q \approx 14$ кгс/дм^3 начальные скорости не превышают 1200 м/с. Увеличение калибра не всегда целесообразно, так как приводит к значительному увеличению массы системы и снижению темпа стрельбы. Поэтому наряду с возможным уменьшением полетного времени снаряда, повышение скорострельности авиационных и зенитных пушек — это главный и реальный путь увеличения эффективности поражения цели при оптимальном калибре. Конструктор при создании скорострельных автоматических систем должен путем анализа выбираемых схем автоматики стремиться к обеспечению минимального времени ее цикла.

Максимально возможный темп стрельбы, выражаемый числом выстрелов в минуту, $n_{max}=60/T_{min}$, где T_{min} — минимально возможное время цикла автоматики в секунду. Время цикла автоматики

$$T_ц=\tau+t_ф+t_с+t_{с.м}+t_п,$$

где τ — время горения капсюльного состава; $t_ф$ — время форсирования; $t_с$ — время движения снаряда по каналу ствола; $t_{с.м}$ — время срабатывания ударно-спускового механизма; $t_п$ — время срабатывания механизма перезаряжания.

Идеальное минимально возможное время цикла автоматики будет при $t_п=0$.

В современных системах расчетная величина этого времени $T_п=0{,}003\ldots0{,}004$ с, что соответствует идеальной скорострельности $n_и=60/T_и=15000\ldots20000$ выстрелов в минуту.

Для возможности ведения автоматической стрельбы должен работать какой-либо механизм перезаряжания, время срабатыва-

ния которого лимитируется максимально допустимой скоростью движения звена, работающего в наиболее трудных условиях. Таким образом, время срабатывания механизма перезаряжания $t_п = x_п/\varepsilon V_{доп}$, где $x_п$ — общее перемещение выбранного звена при перезаряжании; $V_{доп}$ — максимально допустимая скорость движения звена; $\xi = V_{ср}/V_{доп} < 1$ — коэффициент, зависящий от конструкции механизма и от характера изменения передаточного числа связи рассматриваемого механизма.

Тогда минимальное время цикла автоматики

$$T_{min} = T_и + x_п/\xi V_{доп} = (0{,}003 \ldots 0{,}004) + x_п/\xi V_{доп}.$$

Для современных одноствольных автоматических пушек расчетное значение $T_{min} = 0{,}01 \ldots 0{,}008$ с. Конструктор в качестве основного резерва для увеличения темпа стрельбы может использовать время $t_п$. В табл. 1.1 примерно перечислены операции, из которых складывается время $t_п$ для одноствольных систем наиболее распространенных схем.

Таблица 1.1

Составные части времени перезаряжания

№ операции	Наименование операции	Относительное время операции в общем времени цикла	
		$\theta = t_i/T_ц$	$\theta_{ср}$, %
1	Досылание патрона в патронник	0,18—0,58	38
2	Экстракция гильзы	0,11—0,57	34
3	Подача патрона к приемнику	0,07—0,3	18
4	Открывание затвора	0,012—0,04	2,4
5	Закрывание затвора	0,05—0,02	3,4

Эта таблица показывает, что при обычных схемах с поступательным движением откатывающихся частей наибольшее время в цикле автоматики отводится трем операциям: досыланию патрона в патронник, экстракции гильзы и подаче патрона к приемному окну. Конструктор для повышения темпа стрельбы при обычных схемах автоматики может использовать несколько путей:

1. Увеличение темпа стрельбы можно получить за счет сокращения хода подвижных частей, за счет уменьшения холостых ходов, времени на экстракцию и т. п. Резервы здесь весьма невелики. Уменьшение пути отката за счет применения более короткого патрона с большим уширением приводит к увеличению габаритов и массы оружия. Можно уменьшить ход подвижных частей автоматики взаимно противоположным движением ствола и подвижных частей или изменением направления движения затвора.

2. Увеличение темпа стрельбы возможно при увеличении скорости движения подвижных частей. Однако ее величина ограничена допустимой скоростью соударения деталей. Среднюю скорость можно увеличить соответствующим подбором возвратных и буферных пружин или применением газовых ускорителей. Увеличить скорость движения подвижных частей можно также при помощи ускорителей отката и наката.

3. Для увеличения темпа стрельбы можно пойти по пути уменьшения массы откатывающихся частей, однако этот путь чаще всего лимитируется прочностью деталей и надежностью работы механизма.

4. Чтобы увеличить скорость движения при безударной работе, были попытки использовать кривошипно-шатунные схемы для механизма автоматики. Можно предложить некоторые другие пути, но к настоящему времени возможности увеличить темп стрельбы для обычных одноствольных схем почти исчерпаны. Для уменьшения времени $t_{\text{п}}$ при создании конструкций автоматического оружия необходимо искать принципиально новые пути. Анализ работы автоматики показывает, что резко уменьшить время $t_{\text{п}}$ можно при совмещении операций, связанных с перезаряжанием оружия и производством очередного выстрела. Если операции подачи, досылания, экстракции и т. п. выполнять не последовательно, а параллельно, то время, которое затрачивается на их выполнение, можно резко сократить. Такое автоматическое оружие, построенное на принципе совмещения операций, было создано и в настоящее время получило распространение в авиационных и зенитных системах. К системам, работающим на принципе совмещения операций, относятся многоствольные и многокамерные системы. Прежде чем перейти к анализу различных схем автоматики, рассмотрим классификацию автоматического оружия по схемам перезаряжания. Известно, что для перезаряжания оружия необходимо открыть канал ствола, удалить стреляную гильзу, подать и дослать в патронник очередной патрон, закрыть канал ствола и произвести очередной выстрел.

Перечисленные действия можно производить различным образом, и по принципу перезаряжания автоматическое оружие можно разделить на следующие группы: 1) одноствольное оружие; 2) многоствольное оружие; 3) одноствольное оружие с несколькими патронниками.

Каждую из этих групп можно подразделить на соответствующие классы в зависимости от принципа использования энергии пороховых газов.

Переходя к рассмотрению особенностей различных групп, рассмотрим вначале **одноствольное оружие.** Каждый образец такого автоматического оружия имеет один ствол с патронником. Механизм перезаряжания в зависимости от конструкции можно разделить на три вида: с продольно-скользящими затворами, с качающимися затворами и поперечно-движущимися затворами. Несмот-

ря на различный характер движения затвора в таких системах, основное звено, как правило, имеет возвратно-поступательное движение. Это возвратно-поступательное движение основного звена автоматики используется для извлечения гильзы и досылания патрона, а также для приведения в движение запирающего механизма, патроноподающего механизма и т. п.

В качестве основного звена могут быть использованы ствол, шток, затвор и т. п. Ход всех подвижных частей автоматики или некоторых деталей должен быть больше длины патрона, поэтому для обеспечения высокой скорострельности приходится подвижные части перемещать с высокой скоростью, что приводит к возникновению значительных ударных импульсов и инерционных нагрузок. Конструктивное оформление механизма перезаряжания зависит от выбранного типа автоматики. Тип автоматики, выбранный конструктором при проектировании, в значительной степени определяет конструктивное оформление образца и его компоновку.

Остановимся на кратком рассмотрении основных принципов использования энергии пороховых газов применительно к одноствольному оружию с продольно-скользящим движением основного звена, так как этот тип оружия в настоящее время является наиболее распространенным. Принципы, которые положены в основу рассматриваемой классификации, могут быть использованы для одноствольного оружия с качающимися и поперечно-движущимися затворами, а также для многоствольного и многокамерного оружия.

Расчету автоматики должен обязательно предшествовать анализ конструкции, при котором определяется последовательность срабатывания звеньев, характер их включения в работу (плавный или ударный), определяются действующие силы и т. п.

При анализе работы автоматики различных типов большую помощь оказывают циклограммы работы автоматики. Цикловая диаграмма (циклограмма) показывает последовательность работы механизмов и деталей автоматики в зависимости от перемещения основного звена.

На цикловой диаграмме можно проследить последовательность работы механизмов, особенно при независимой их работе. На рис. 1.1 приведена циклограмма системы с отводом пороховых газов (пулемет СГ-43), а на рис. 1.2 — циклограмма для системы с коротким ходом ствола (пулемет «Браунинг» M1919A). Циклограмма не только упрощает анализ работы системы, но и существенно облегчает расчет автоматики.

В результате расчета можно построить для основного звена зависимости $V=V(x)$, $V=V(t)$, а также график $x=x(t)$, называемый полной циклограммой автоматики, которая упрощает анализ работы системы и позволяет выявить резервы для уменьшения времени $t_п$. На рис. 1.3 приведена полная циклограмма для системы с отводом пороховых газов, соответствующая циклограмме, изо-

браженной на рис. 1.1. На рис. 1.3 точками с соответствующими номерами показаны перемещения штока, соответствующие положению на циклограмме. На рис. 1.4 показана полная циклограмма

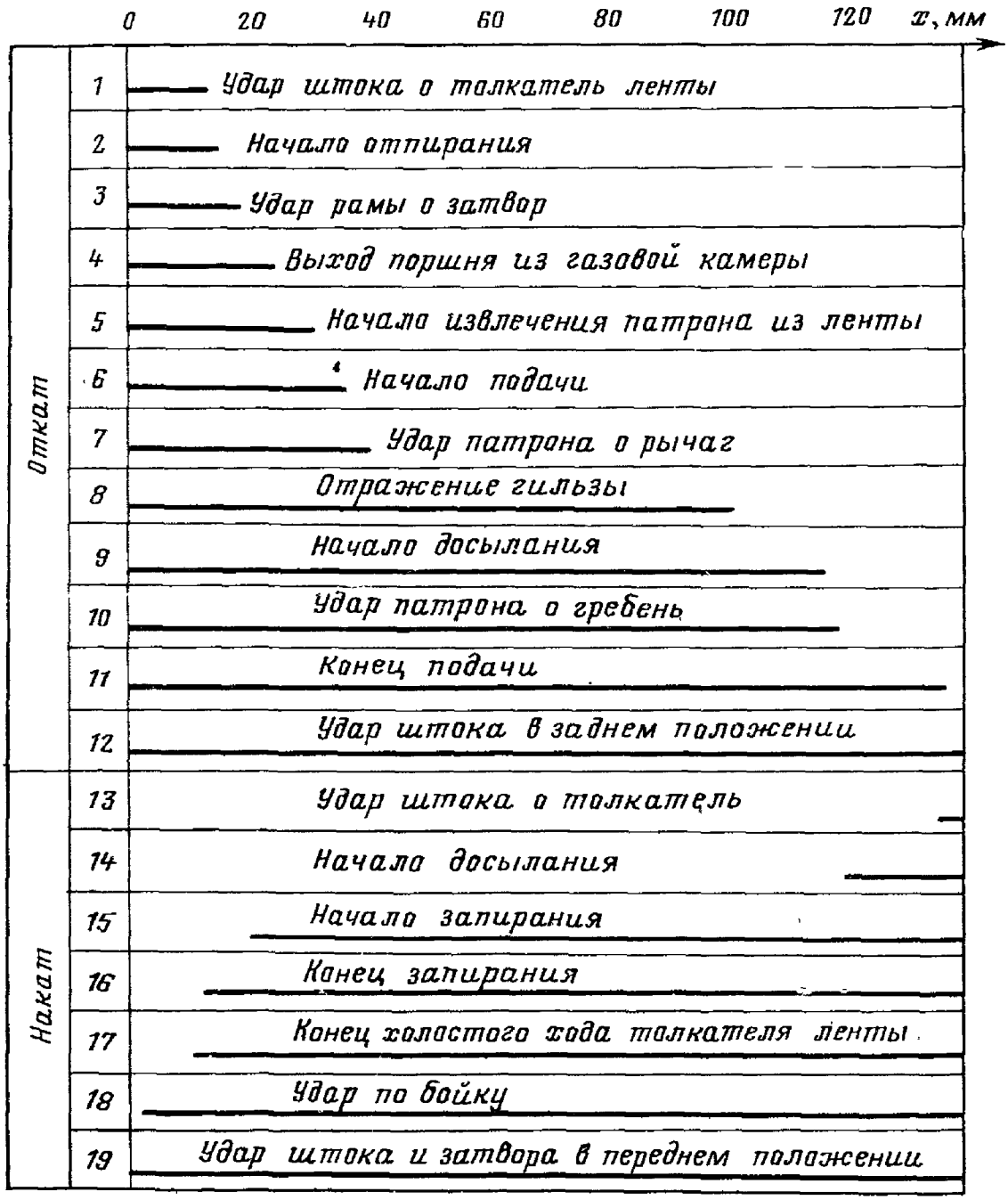

Рис. 1.1. Циклограмма для системы с отводом пороховых газов:
——— $x_ш$—ход штока

для системы с коротким ходом ствола, соответствующая циклограмме, изображенной на рис. 1.2, и отмечены характерные точки. Анализ цикловых диаграмм позволяет сравнивать различные образцы и схемы между собой, правильно определить последовательность срабатывания механизмов и устройств автоматики. Эти

диаграммы позволяют выявить резервы схемы и возможность совмещения операций при работе автоматики, а при динамическом и силовом анализе системы облегчают составление программы необходимого расчета.

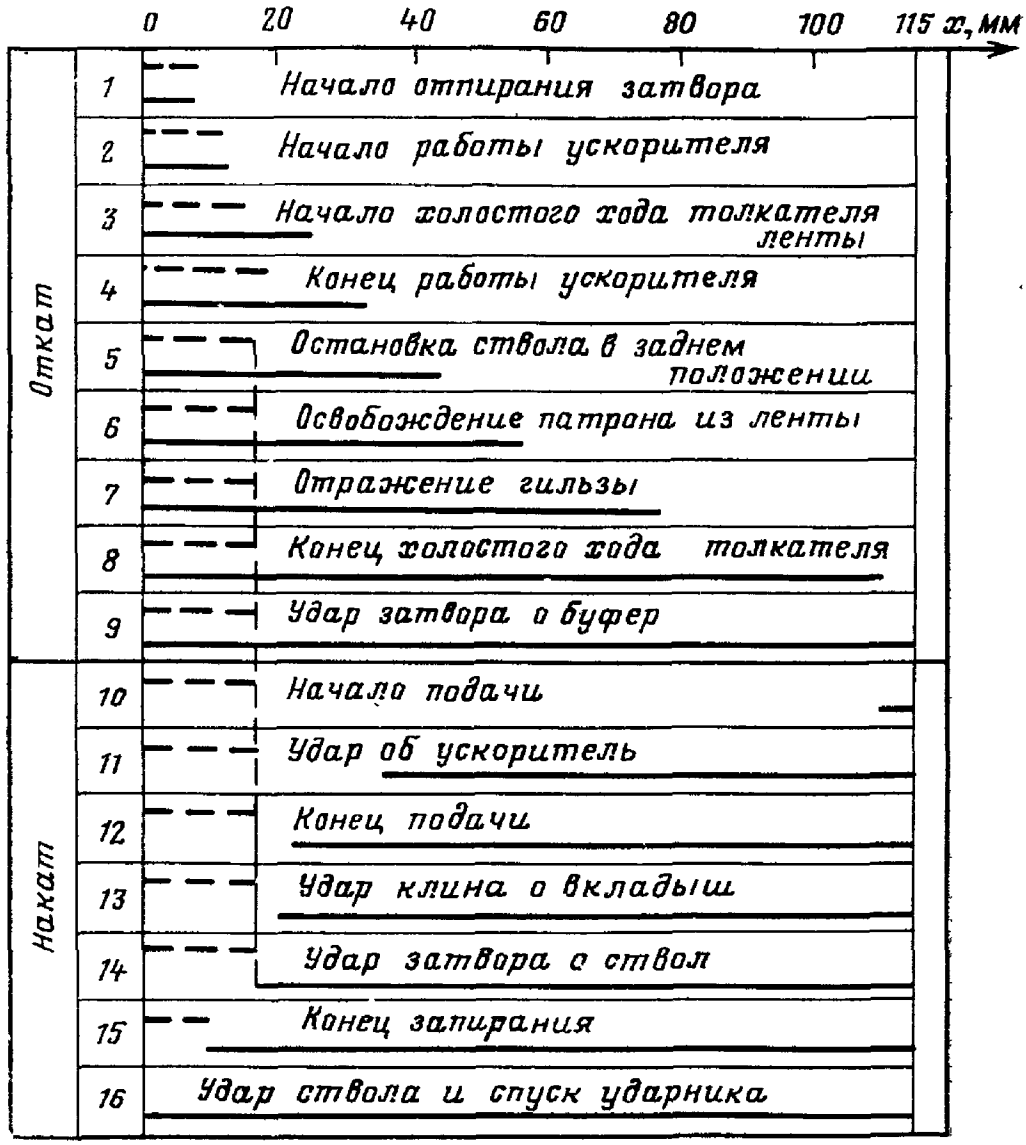

Рис. 1.2. Циклограмма системы с коротким ходом ствола:
— — — x_c—ход ствола; ——— ход затвора $x_з$

В различных системах автоматики в качестве источника энергии для работы используется чаще всего энергия пороховых газов или иногда энергия, получаемая от постороннего источника (механизированное оружие). Механизированное оружие выделим в отдельную группу и перейдем к рассмотрению классификации систем по принципу использования энергии пороховых газов.

Одноствольные системы по принципу использования для работы энергии пороховых газов можно разделить на 4 класса.

I. Системы автоматического оружия с использованием отдачи, возникающей под действием силы давления пороховых газов на дно канала ствола.

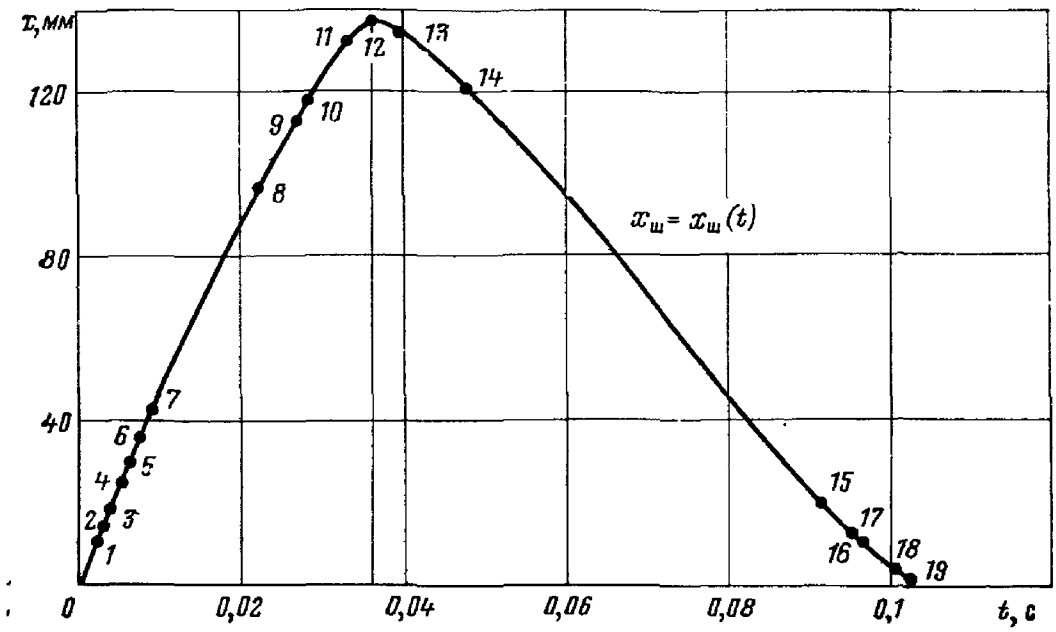

Рис. 1.3. Полиая циклограмма системы с отводом пороховых газов

II. Системы автоматического оружия с использованием отвода части пороховых газов из канала ствола через какое-либо специальное устройство для питания газового двигателя автоматики.

III. Системы автоматического оружия с использованием силы врезания пули, перемещающейся под действием силы давления пороховых газов, в нарезы.

IV. Системы смешанного типа.

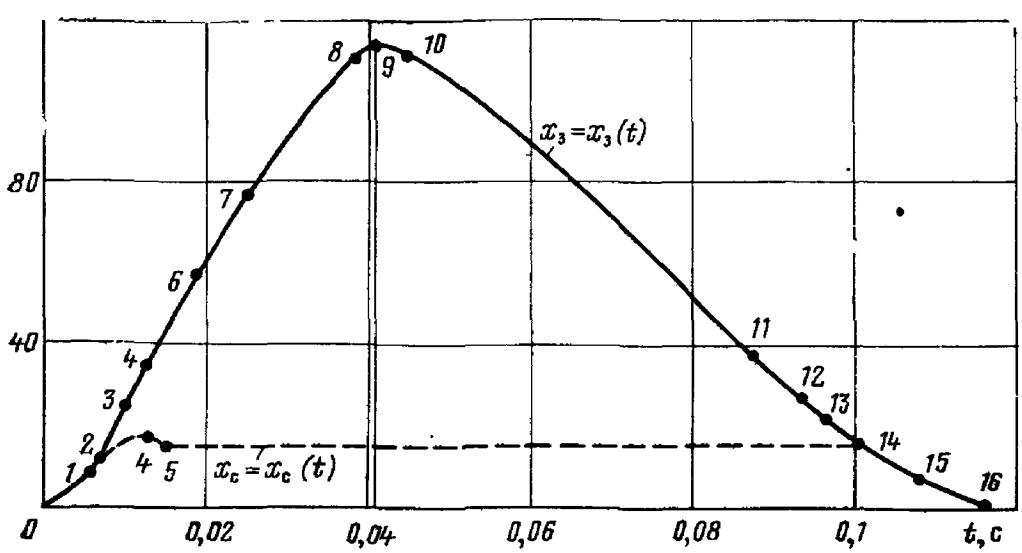

Рис. 1.4. Полиая циклограмма системы с коротким ходом ствола

Рассмотрим более внимательно наиболее зарекомендовавшие себя группы и не будем подробно останавливаться на системах, которые в настоящее время являются менее перспективными.

К первому классу автоматического оружия относятся системы, использующие для работы автоматики отдачу затвора, ствола или всего оружия.

В системах с отдачей затвора ствол неподвижен, а затвор не сцепляется прочно во время выстрела со стволом или ствольной коробкой. Смещение зеркала затвора в таких системах тормозится инерцией массы затвора, и поэтому такое запирание канала ствола можно назвать инерционным. Если затвор и ствол во время выстрела не имеют никакой связи, то такую автоматику называют системой со свободным затвором.

Иногда в системах со свободным затвором для уменьшения скорости и энергии отдачи инерционного затвора делают ударный механизм, срабатывающий раньше прихода затвора в переднее положение. Анализ работы систем с отдачей затвора приводит к выводу, что этот принцип может быть использован при относительно короткой гильзе. При применении длинных гильз возможны поперечные обрывы гильз, приводящие к трудноустранимым задержкам. Патрон с короткой гильзой имеет небольшой заряд и поэтому начальная скорость невысокая. Отсюда следует, что простое конструктивное оформление систем с отдачей затвора можно использовать в системах с маломощной баллистикой: пистолетах, пистолетах-пулеметах. Было спроектировано несколько пушек со свободным затвором. Последняя из них — 30-мм автоматическая авиационная пушка МК108-А3, спроектированная во время второй мировой войны. В настоящее время в связи с необходимостью иметь высокие начальные скорости, проектировать автоматические пушки с отдачей затвора нецелесообразно. Сейчас для вооружения стрелковых подразделений и вертолетов используются автоматические гранатометы (например Филко—Форд XM129). Так как гранатометы имеют небольшую начальную скорость, их целесообразно проектировать со свободным затвором.

Для уменьшения массы затвора иногда применяют устройства, замедляющие откат затвора. Для этого ставят механизмы сцепления с самооткрыванием затвора при выстреле. Автоматику подобного типа называют системой с полусвободным затвором. Конструктивное оформление полусвободных затворов может быть самым различным. Для замедления отката затвора используются различные кулачковые, рычажные и рычажно-кулачковые механизмы.

Особенностью систем с инерционным запиранием является то, что ограничение смещения зеркала затвора в них осуществляется за счет инерции затвора, и экстракция гильзы происходит непрерывно. Существуют некоторые системы с так называемым полупринудительным отпиранием. В таких системах движение затвора

и экстракция гильзы начинается после действия максимального давления пороховых газов.

Системы, работающие на принципе отдачи ствола, имеют подвижный ствол. Затвор перед выстрелом при помощи запирающего механизма сцеплен со стволом или ствольной коробкой. Под действием силы давления пороховых газов на дно гильзы ствол и сцепленный с ним затвор откатываются назад. В том случае, если сцепленные ствол и затвор движутся назад на всю длину хода

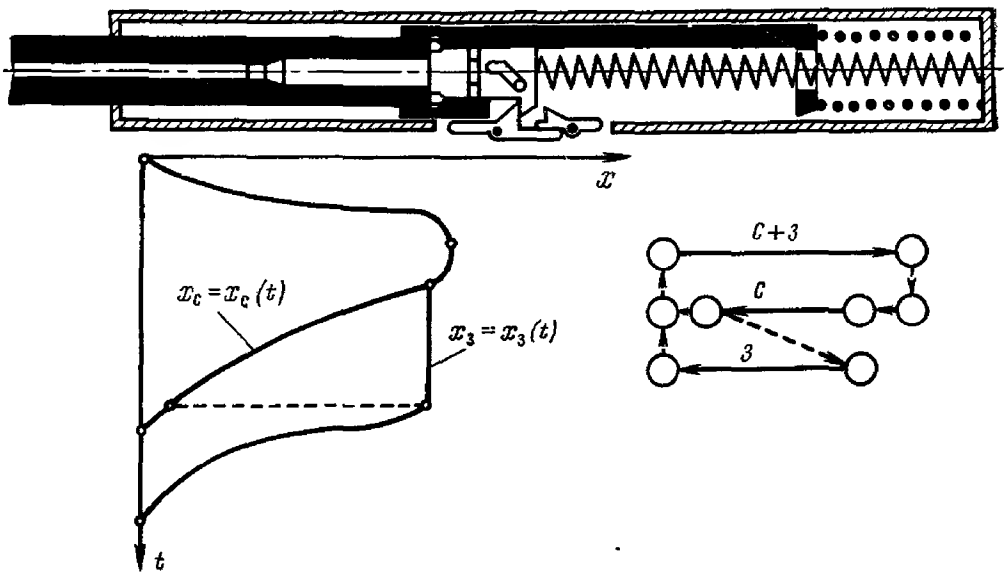

Рис. 1.5 Схема системы с длинным ходом ствола:
x_c—перемещение ствола; $x_з$—перемещение затвора

подвижных частей, автоматика называется системой с длинным ходом ствола. Схема работы автоматики и циклограмма для системы с длинным ходом ствола показана на рис. 1.5. Циклограмма сразу показывает основной недостаток этого типа автоматики — большое время отката и холостое время простоя затвора при накате ствола. Это приводит к крайне малому темпу стрельбы. Кроме того, перемещение больших масс при стрельбе приводит к снижению кучности. В связи с этими недостатками системы с длинным ходом ствола в настоящее время не применяются.

В том случае, если при откате ствол идет назад не на всю длину хода подвижных частей, а проходит небольшой путь до некоторого спада давления внутри канала ствола, автоматику называют системой с коротким ходом ствола. Характер взаимного движения ствола и затвора может быть различным и зависит от конструкции системы.

Для анализа работы автоматики можно использовать также сетевые графики работы механизма [12]. На рис. 1.6 дан сетевой график системы с отводом пороховых газов, циклограмма которой приведена на рис. 1.3. События, отмеченные номерами, соответст-

вуют моментам включения или выключения звеньев и совпадают с номерами рис. 1.1 и 1.3.

Работы, показанные сплошными стрелками, соответствуют перемещениям звеньев, пунктирные стрелки — условные работы,

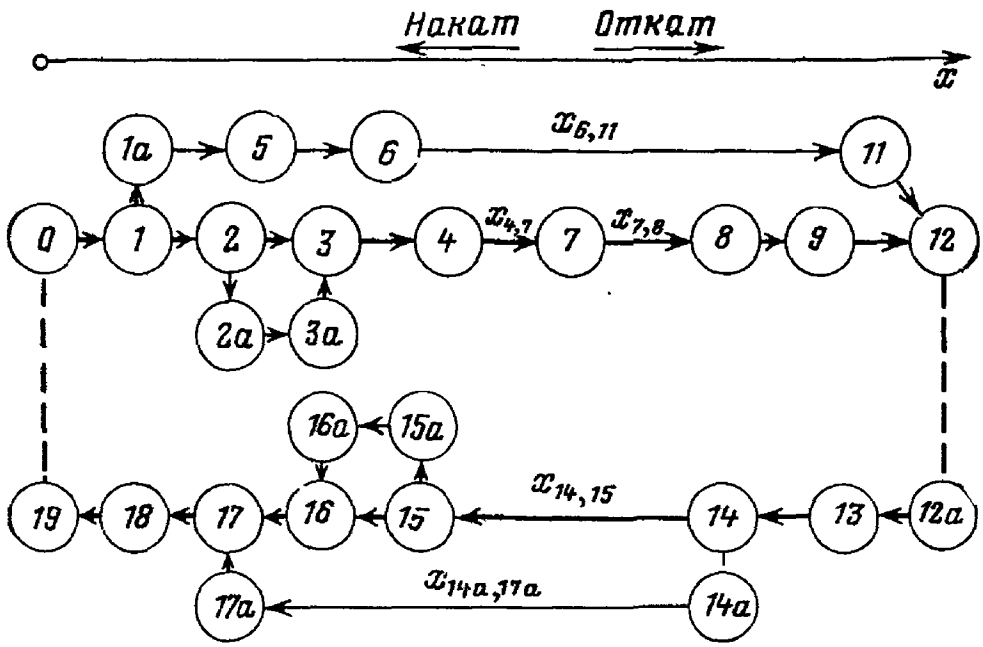

Рис. 1.6. Сетевой график для системы с отводом пороховых газов

имеющие нулевую продолжительность. На рис. 1.7 приведен сетевой график работы системы с коротким ходом ствола, циклограмма которой изображена на рис. 1.4.

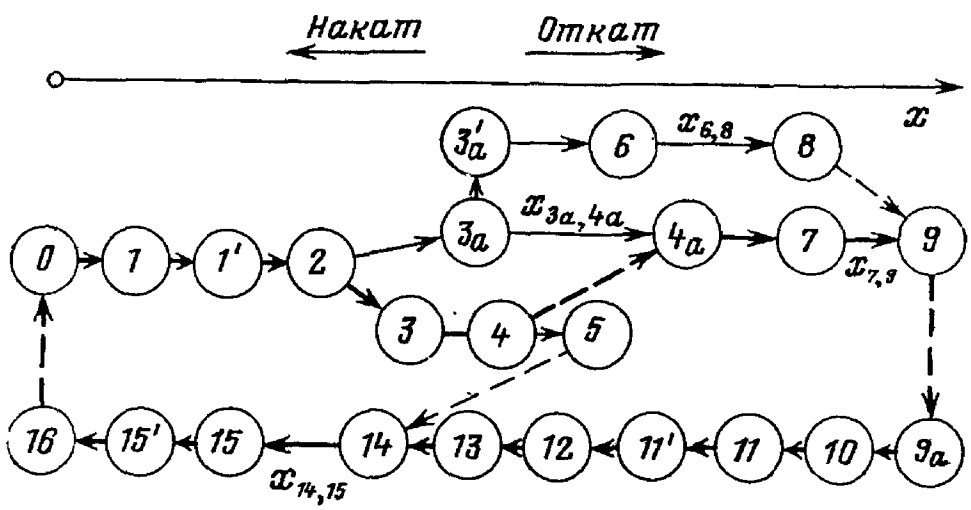

Рис. 1.7. Сетевой график для системы с коротким ходом ствола

Толстыми стрелками на рис. 1.6 и 1.7 показаны перемещения звеньев, определяющие выбранную целесообразную последовательность включения механизмов (критический путь).

Критический путь определяет $T_{ц}$ и в его сокращении (или уменьшении времени, соответствующего отрезкам критического пути), находятся резервы увеличения скорострельности. При расчете определяют времена движения по участкам $t_{i,j}$. Тогда время цикла

$$T_{ц}=\sum_{i=0}^{n} t_{i,j} \text{ при } t_{i,j}\in T_{ц}.$$

Минимальное время цикла, если есть возможность выбора или изменения последовательности,

$$T_{ц\,min}=\min\left[T(t)+t_{i,j}\right] \text{ при } j\in\Gamma_i,$$

где Γ_i — множество состояний механизма, предшествующих j.

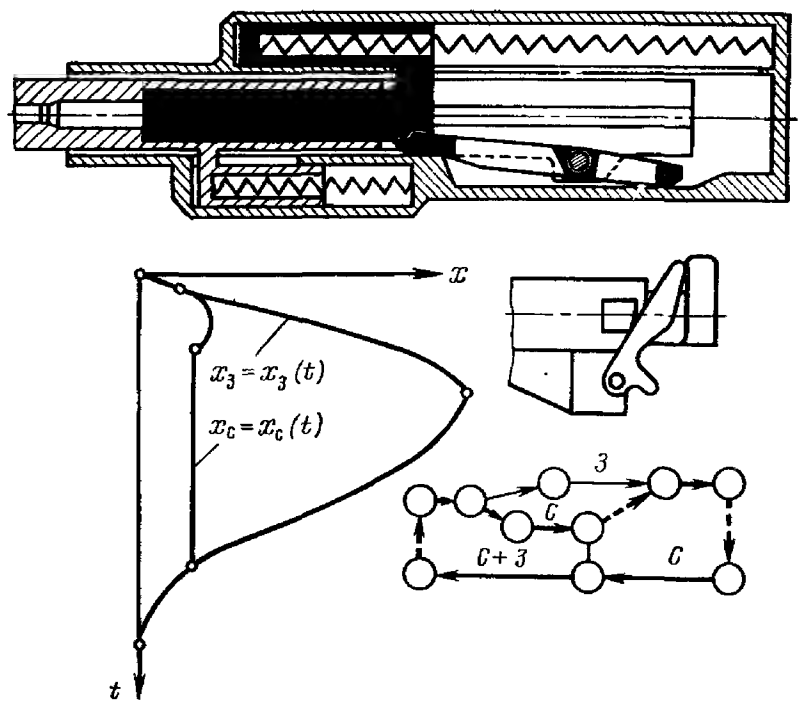

Рис. 1.8. Схема системы с коротким ходом ствола с задержкой ствола

На рис. 1.5, 1.8, 1.9, 1.10 для механизмов автоматики наряду с циклограммами изображены укрупненные схемы сетевых графиков. Циклограмма и конструкция на рис. 1.8 соответствует случаю, когда ствол, придя в заднее положение, останавливается и ждет прихода затвора. После прихода затвора в крайнее переднее положение ствол и затвор вместе накатываются в крайнее переднее положение. В качестве примера таких схем можно привести станковый пулемет Дрейзе обр. 1908/1915 гг. 20-мм автоматическую зенитную пушку обр. 1930 г., станковый пулемет Браунинга и др. В других системах с коротким ходом ствол и затвор движутся независимо друг от друга (см. рис. 1.9). По такой схеме работают станковые пулеметы Максима, Виккерса, MG-34, MG-42 и др.

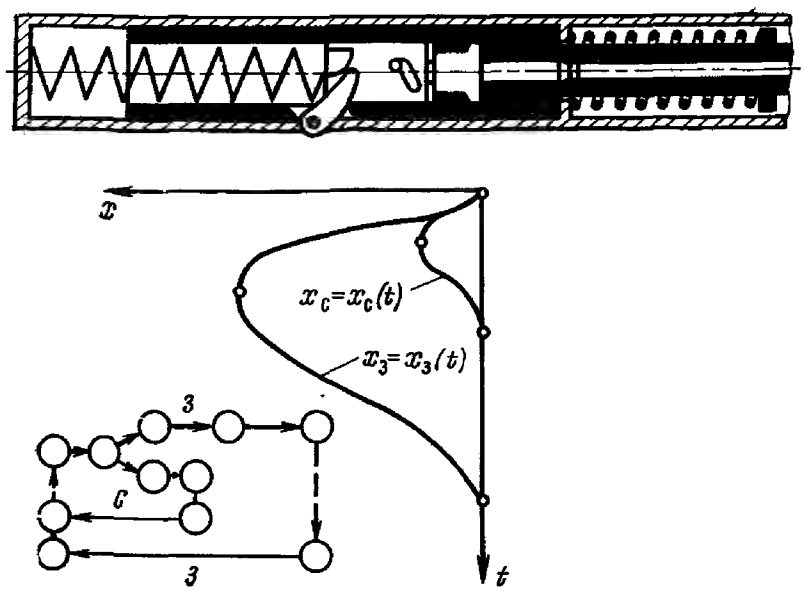

Рис. 1.9. Схема системы с коротким ходом ствола с независимым движением ствола и затвора

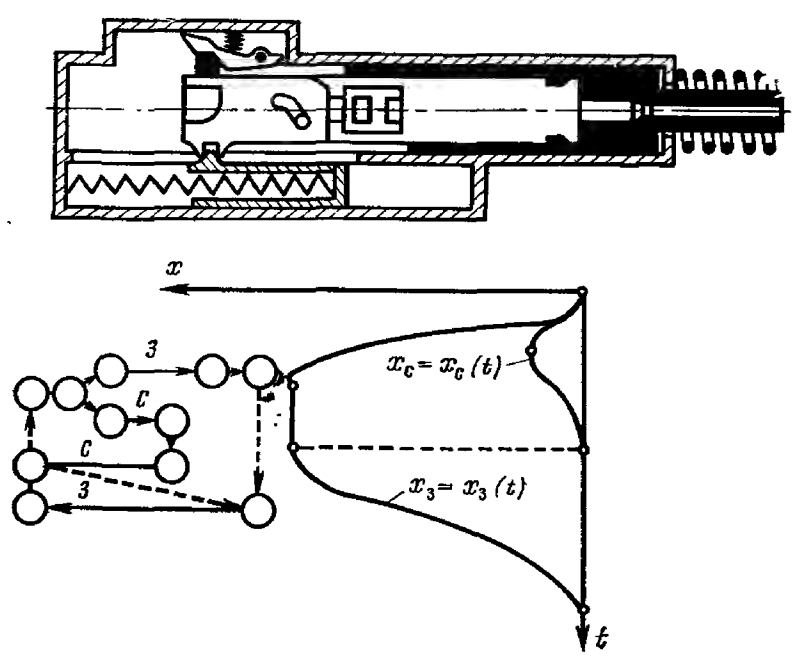

Рис. 1.10. Схема системы с коротким ходом ствола с задержкой затвора

Имеются системы с коротким ходом ствола, у которых затвор в заднем положении для обеспечения возможности подачи патрона ожидает прихода ствола в крайнее переднее положение, и после этого начинается накат затвора (см. рис. 1.10). По такой схеме спроектированы 23-мм авиационная пушка НР-23, 37-мм авиационная пушка Н-37Д и др. Имеются системы с постоянной кинематической связью между стволом и затвором. Например, автоматическая винтовка Галле.

Принцип использования отката ствола при коротком его ходе находит самое широкое применение в современном автоматическом оружии (кроме последней схемы). Оружие получается достаточно надежным, и обеспечивается приемлемая в ряде случаев скорострельность. Самым большим преимуществом систем с коротким ходом ствола является сравнительно малое усилие отдачи на лафет или установку. Поэтому несмотря на то, что существуют принципы, позволяющие получить более высокий темп стрельбы, схемы с отдачей ствола при коротком ходе широко применяются при проектировании автоматического оружия. В большинстве систем с коротким ходом ствола имеются ускорительные механизмы того или иного типа. Назначение ускорительного механизма заключается в перераспределении энергии между стволом и затвором после их расцепления. Можно сказать, что при этом производится ускорение движения затвора. Существуют ускорительные механизмы различного типа: пружинные, рычажные, рычажно-кулачковые, копирные и т. п.

В настоящее время применяются рычажно-кулачковые и копирные ускорители.

Разновидностью систем с коротким ходом ствола без ускорителей являются схемы со снижающимся стволом (пистолет ТТ) и с вращающимся стволом (пистолет Рота). Такие схемы находят крайне редкое применение. Для автоматических зенитных пушек $d \geqslant 37$ мм широко применяется схема с коротким ходом ствола и поперечно-движущимся затвором.

Системы с использованием для работы автоматики отдачи всего оружия, за очень редким исключением, применения не находят. В качестве примера можно привести систему Маузера.

Ко второму классу автоматического оружия относятся системы с отводом пороховых газов. Отвод части пороховых газов из канала ствола может быть осуществлен различным образом: 1) через специальное отверстие в канале ствола; 2) через надульное устройство; 3) через дно гильзы.

В настоящее время самое широкое распространение получили системы с отводом пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола. Отвод пороховых газов через надульные устройства применяется очень редко, а отвод пороховых газов через дно гильзы, имеющей специальный капсюль, практически не применяется. При отводе пороховых газов через дно гильзы требуется специальный патрон. Кроме того, прорыв пороховых газов в ствольную

Гос. публичная

ную коробку вызывает сильную коррозию ьсех деталей автоматики (система Рота).

При отводе пороховых газов через надульное устройство конструкция получается сложной, а импульс недостаточным. Встречаются системы с неподвижным стволом, с неподвижным надульником и поступательно-перемещающимся поршнем. Например, самозарядные винтовки G=41(*W*) и G=41(*M*). Система Банга имеет надульник, перемещающийся по неподвижному стволу. Система Дыбовского имеет ствол, перемещающийся вперед при выстреле вместе с надульником. Все эти схемы имеют ряд существенных недостатков и практически не применяются.

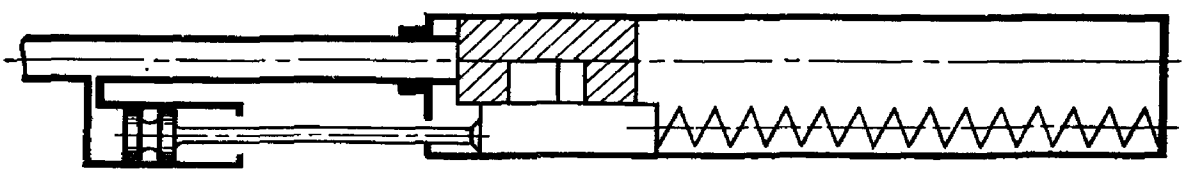

Рис. 1.11. Схема системы с отводом пороховых газов

Для систем с отводом пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола предлагались различные типы газовых камер при разном направлении движении штока. (Вперед, назад, качающийся шток). В подавляющем большинстве современных систем автоматического оружия с отводом пороховых газов применяются газовые камеры закрытого типа, и используется движение штока назад. Схема для системы с отводом пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола приведены на рис. 1.11. В подобных системах ствол неподвижен и затвор в переднем положении сцепляется со стволом или ствольной коробкой. При выстреле часть пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола отводится в газовую камеру. Под действием силы давления отведенных пороховых газов на поршень шток и связанные с ним подвижные части отходят назад. При этом в начале движения затвор открывается. Накат подвижных частей происходит под действием разжимающейся возвратной пружины или отведенных газов. Шток может быть жестко связан с подьижными частями автоматики (длинный ход штока) или сообщать скорость подвижным частям автоматики посредством удара (короткий ход штока). Применение короткого хода штока несколько упрощает конструкцию, так как позволяет применить более короткие направляющие, но приводит к энергетическим потерям.

Схемы автоматики, использующие отвод пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола и получившие в настоящее время очень широкое распространение, так как обладают целым рядом положительных качеств, позволяют получить очень высокий темп стрельбы. Однако большое усилие отдачи, передава-

емое на установку в те моменты, когда затвор закрыт, а также значительные ударные импульсы, возникающие при работе, делают новозможным постановку на лафет без специального амортизатора автоматических пушек калибром 20—30 мм с отводом пороховых газов и неподвижным стволом. Эти же обстоятельства привели к тому, что принцип отвода пороховых газов не используется в настоящее время в автоматических пушках калибром 37 мм и выше.

Все реально созданные конструкции авиационных и зенитных пушек калибром 37 мм и выше имеют автоматику, основанную на

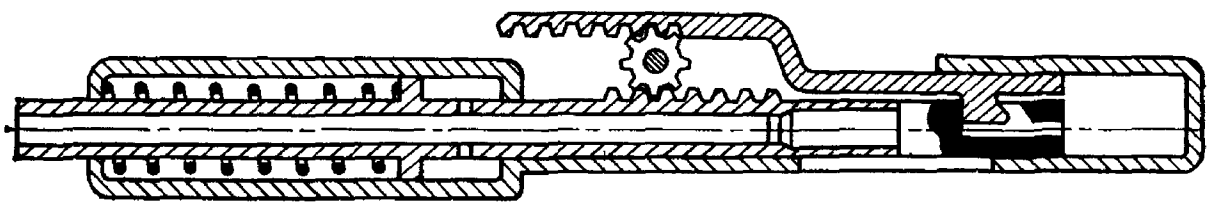

Рис. 1.12. Схема системы с отводом газов через специальное отверстие и подвижным стволом при постоянной кинематической связи между стволом и затвором

использовании отката ствола. В то же время большинство современных скорострельных пушек калибра 20—30 мм имеют автоматику, основанную на принципе отвода пороховых газов через специальное отверстие в стволе.

Рассмотренные выше системы с отводом пороховых газов при неподвижном стволе имеют шток, который отведенными пороховыми газами отбрасывается назад. Имеются системы с качающимся поршнем, например, станковый пулемет Кольта, и с поршнем, движущимся при выстреле вперед. Например, станковый пулемет Сент-Этьен.

Одним из существенных недостатков систем с отводом пороховых газов является то, что подвижные части резко отбрасываются назад. Для уменьшения этого недостатка предлагались различные схемы. В частности, в системе Фаркауэра—Хилла между поршнем и штоком введена дополнительная пружина, смягчающая воздействие отведенных пороховых газов на подвижные части. Известны схемы с отводом пороховых газов и подвижным вперед стволом. На рис. 1.12 показана схема с газовой камерой закрытого типа и кинематической связью между стволом и затвором (система Авдышева).

К третьему классу одноствольных систем относятся системы с использованием силы врезания пули в нарезы. Этот принцип не получил распространения и не применяется в современных системах в связи с тем, что работа автоматики находится в сильной зависимости от размеров пули или снаряда, размеров ствола, его разгара и износа и т. п.

К четвертому классу автоматического оружия относится оружие, автоматика которого работает на смешанном принципе, т. е. одновременно используются несколько принципов действия автоматики. Автоматикой смешанного типа является, строго говоря, система, схема которой изображена на рис. 1.12. В этой системе помимо отведенных пороховых газов для движения ствола вперед используется сила врезания пули в нарезы и сила давления пороховых газов на скаты патронника.

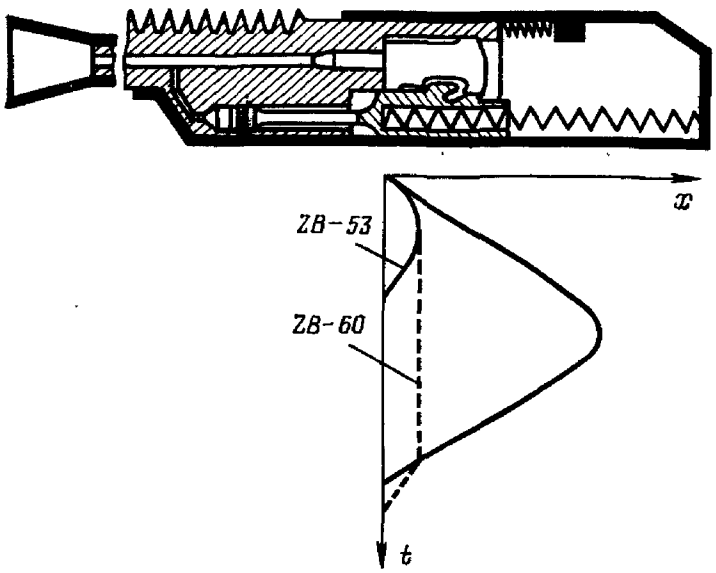

Рис. 1.13 Схема системы с отводом газов через специальное отверстие и подвижным стволом

В некоторых системах с отводом пороховых газов ствол и ствольная коробка подбуфериваются пружиной и откатываются при выстреле. Это позволяет уменьшить усилие на установку при выстреле и улучшить меткость. Такие системы являются системами с отводом пороховых газов и откатом ствола. На рис. 1.13 изображены схемы работы и циклограмма пулеметов ZB-53 и ZB-60. У пулемета ZB-53 движение ствола и затвора независимы, а у пулемета ZB-60 ствол в заднем положении ожидает прихода затвора в крайнее переднее положение.

В некоторых системах с коротким ходом ствола для увеличения импульса, действующего на ствол, используются отведенные пороховые газы. Использование импульса отведенных пороховых газов в таких системах позволяет увеличить темп стрельбы. Отвод пороховых газов обычно осуществляется через надульное устройство. В качестве примера таких систем можно привести станковые пулеметы Максима, Виккерса, MG-34, MG-42 и т. п. В целом ряде систем совместно с отдачей затвора используются другие принципы автоматики. В таких системах на первом этапе выстрела затвор удерживается на месте, затем каким-либо способом он освобождается и откатывается как инерционный.

В системе Чеи-Риготти для отпирания затвора используется отвод пороховых газов, а в системах Бриксиа и ФИАТ для отпирания затвора используется отдача ствола.

Большинство одноствольных систем автоматического оружия, здесь кратко рассмотренных, получили наиболее широкое распространение. Все образцы автоматического стрелкового оружия в настоящее время являются одноствольными.

Зенитные автоматические пушки, которые должны иметь высокий ресурс живучести и для которых масса не играет решающей роли, в большинстве случаев делают одноствольными. При этом стараются использовать все возможные пути для увеличения темпа стрельбы. Как правило, темп стрельбы у одноствольных зенитных автоматов недостаточен. Поэтому на одном лафете чаще всего устанавливают несколько самостоятельных автоматических пушек малого или среднего калибра.

Несколько иначе обстоит дело при разработке конструкций авиационных автоматических пушек. Авиационные пушки (обычно калибром 20—30 мм) должны обладать очень высоким темпом стрельбы при всесторонней экономии массы. Простое объединение нескольких пушек на одной установке приводит к увеличению массы такой установки. Поэтому именно при проектировании авиационных автоматических систем конструкторы столкнулись с проблемой повышения темпа стрельбы путем совмещения операций.

Первый путь, по которому пошли конструкторы, — это создание многоствольных систем. Речь идет не о простом объединении нескольких образцов в один блок, а о создании многоствольных систем с органически связанной автоматикой. Если в системе имеется несколько стволов, то можно совместить ряд операций и одновременно производить подачу, досылание, экстракцию и т. п. Для работы многоствольной системы можно использовать различные принципы: отдачу ствола, отвод пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола и т. п. Многоствольные системы имеют довольно сложную конструкцию и обладают, как правило, большой массой.

В настоящее время получили некоторое распространение двухствольные системы, в которых указанные недостатки имеют меньшее место.

На рис. 1.14 показана схема конструкции двухствольной пушки с отводом пороховых газов, а на рис. 1.15 с отдачей ствола. На рис. 1.16 показана схема, поясняющая принцип работы двухствольной пушки и циклограммы $x=x(t)$ для I и II автоматов. Принципиальная особенность двухствольных пушек заключается в том, что накат производится не возвратной пружиной, а откатывающимися подвижными частями соседнего автомата. Поэтому время наката несколько меньше, чем у обычных одноствольных пушек (накат такой системы на циклограмме показан пунктиром). Уменьшение времени цикла на величину Δt приводит к увеличению темпа каждого автомата, и общий темп стрельбы двух стволов также увеличивается. Одновременно с многоствольным оружием конструкторы работали над созданием одноствольного оружия с несколькими патронниками. Обычно эти патронники располагают во вращающемся барабане. Поэтому оружие такого типа получило название револьверного. При наличии нескольких патрон-

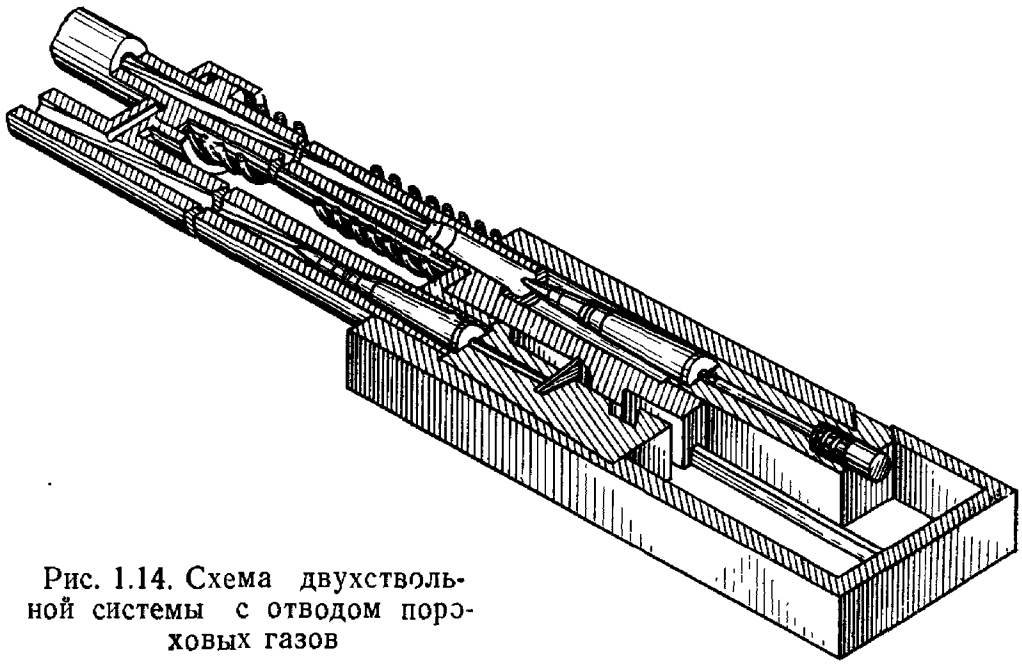

Рис. 1.14. Схема двухствольной системы с отводом пороховых газов

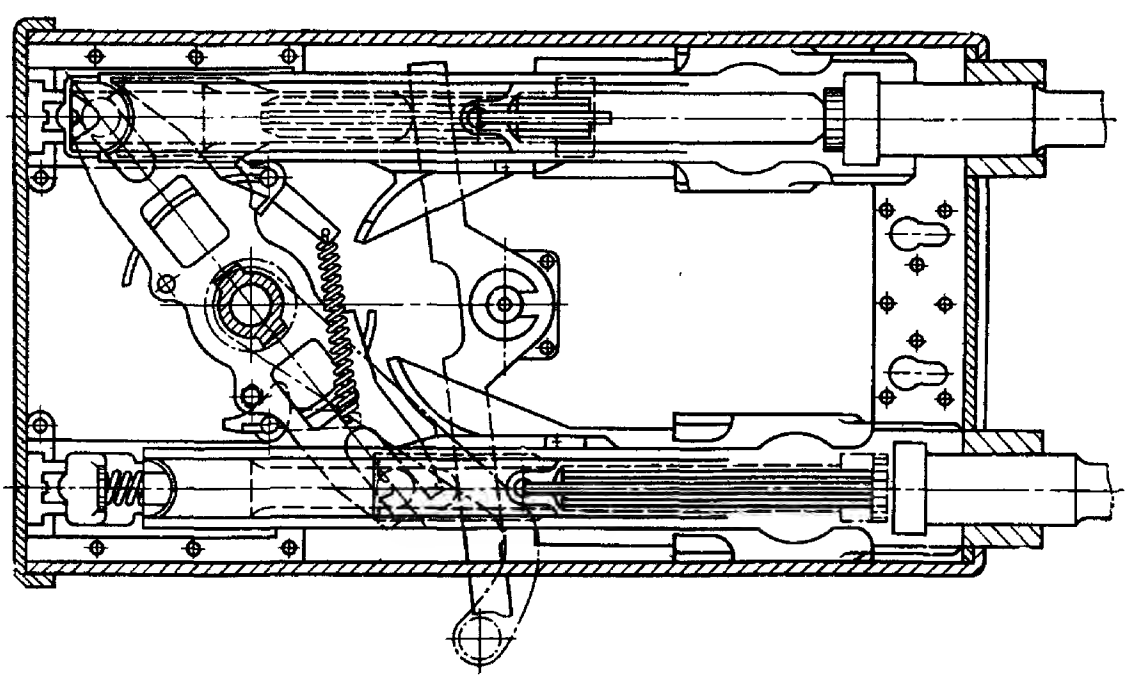

Рис. 1.15. Двухствольный пулемет Гаста

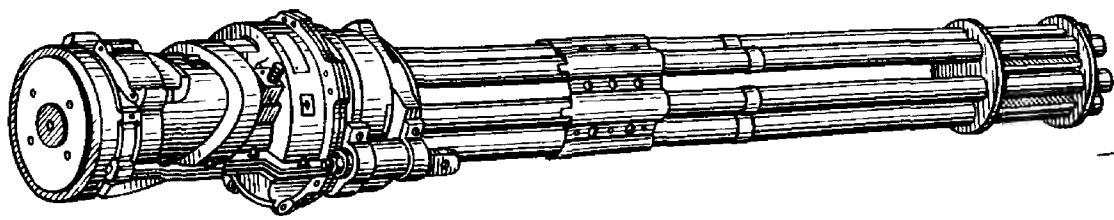

Рис. 1.25. Общий вид многоствольной пушки «Вулкан»

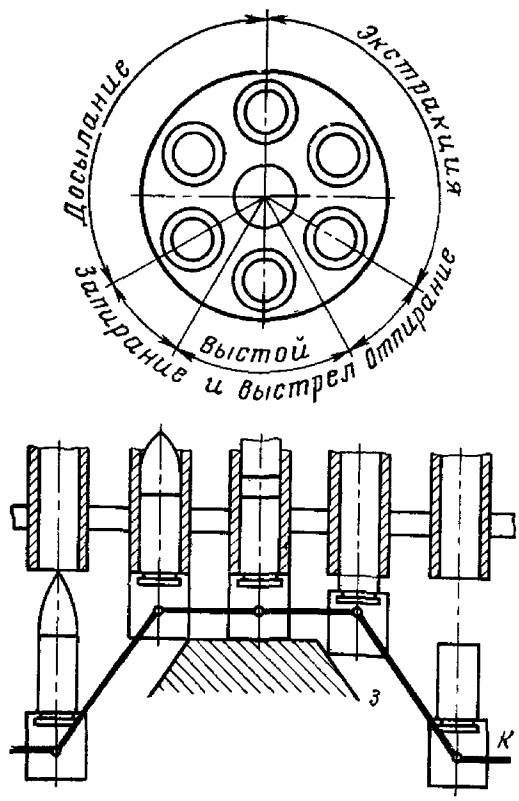

Рис. 1.26. Циклограмма и схема досылания многоствольной пушки

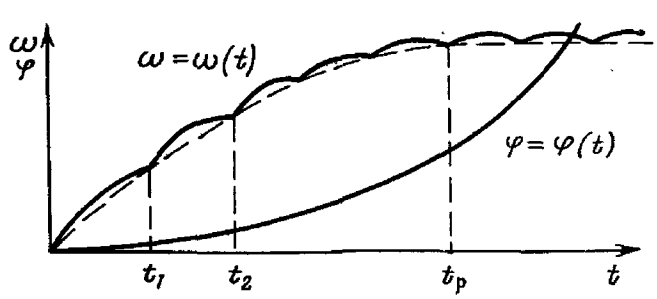

Рис. 1.27. Кривые $\omega=\omega(t)$ и $\varphi=\varphi(t)$ для блока стволов многоствольной пушки

1.2. ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И УЗЛЫ АВТОМАТИКИ

Автоматическое оружие представляет собой совокупность различных узлов и механизмов, каждый из которых выполняет ту или иную роль при работе автоматики.

К наиболее важным узлам и механизмам относятся: 1) ствол — основная рабочая деталь орудия. Ствол является главной частью газового двигателя; 2) узел запирания; 3) узел крепления ствола и ствольной коробки, затыльника; 4) узлы крепления оружия, прицельных устройств; 5) движущий механизм автоматики, воспринимающий силу давления пороховых газов и передающий движение всем другим механизмам; 6) патроноподающий механизм; 7) патронодосылающий механизм; 8) затворный механизм, служащий для открывания и закрывания затвора; механизм открывания и закрывания канала ствола; 9) гильзовыбрасывающий и гильзоотражающий механизмы; 10) ударно-спусковой механизм; 11) ускорительные механизмы; 12) регуляторы и замедлители темпа стрельбы; 13) механизмы управления и обслуживания, включая механизмы перезарядки; 14) предохранительные механизмы и т. п.

Не останавливаясь на устройстве и типах узлов и механизмов автоматического оружия, которые подробно изучаются в курсе материальной части автоматического оружия, отметим специфику их работы. Работа механизмов автоматического оружия происходит с большими скоростями, сопровождается прерывистым движением и ударами.

Для упрощения конструкции и технологии производства упрощаются формы рабочих поверхностей кулачков, что усугубляет неравномерность работы и увеличивает число ударов. Остановка движения различных звеньев чаще всего также сопровождается ударами. Для того чтобы выбранная конструктором система автоматики была проще, он стремится при проектировании заставить одни и те же детали выполнять роль звеньев различных механизмов. Таким образом, при работе автоматики функции механизмов тесно переплетаются, и одни и те же детали в различные моменты участвуют в работе разных механизмов.

При таком подходе к проектированию роль конструктора в создании образца оружия особенно велика, так как готовых рецептов для создания конструкций образцов автоматического оружия нет. Вследствие всего этого очень трудно создать подробную методику научного синтеза механизмов автоматики.

Заданным тактико-техническим требованиям могут удовлетворять много образцов, и от таланта конструктора зависит выбор наилучшего решения. Ведь очень мало образцов, спроектированных даже по одному принципу, конструктивно похожих друг на друга.

Проектирование образца автоматического оружия ведется примерно следующим образом.

1. Проводится анализ заданных тактико-технических требований (ТТТ) и выбираются характеристики будущего образца, удовлетворяющие этим ТТТ.

2. Выбирается тип автоматики и основная схема. При этом используется опыт анализа уже существующих конструкций.

3. Производится баллистический расчет по заданному патрону или проектируется патрон с учетом необходимой эффективности пули или снаряда. При проектировании патрона выбирается гильза оптимальных размеров.

4. Выбранная схема и баллистические характеристики анализируются с точки зрения общих требований. Анализируются экономические и технологические возможности.

5. Проводится конструктивное оформление основного механизма автоматики в соответствии с выбранной схемой и полученными характеристиками.

6. Проводится приближенный аналитический или графоаналитический расчет автоматики (конструкторские «прикидочные» расчеты). Определяется темп стрельбы.

7. Конструктор полностью конструктивно оформляет всю систему. Проводится анализ работы всех механизмов на основе циклограммы.

8. Расчетная группа проводит полный расчет автоматики всей системы, предварительно определяются массы деталей, моменты инерции и т. п.

9. Если характеристики полученного образца удовлетворяют заданным ТТТ, то проводится разработка всех механизмов и деталировка системы.

При этом проводится в разумных границах уменьшение габаритов и массы отдельных узлов и всей системы. При необходимости конструкция «исправляется» в соответствии с анализом полученных характеристик.

10. Изготавливают действующий макет или опытный образец.

11. Проводится опытное исследование и отладка образца. В процессе отладки в конструкцию вносятся необходимые изменения. При проведении опытных исследований записываются перемещения и скорости подвижных частей, определяется темп стрельбы, напряженно-деформированное состояние узлов системы и т. п.

В дальнейшем при расчете движения совокупность механизмов автоматики мы будем рассматривать как единый механизм со сложной переменной при работе структурой.

ГЛАВА 2

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ ПРИ НЕПОДВИЖНОМ ОСНОВАНИИ (БЕЗ АМОРТИЗАЦИИ)

Расчет законов движения механизмов автоматики необходим для определения темпа стрельбы, величин перемещения откатных частей, для определения динамических реакций, действующих на детали механизма, корпус оружия, узлы крепления оружия к установке и т. п.

Автоматическое оружие, как и любая машина, состоит из двигателя, передач и исполнительных органов или механизмов. Исследование поведения оружия в процессе стрельбы всегда начинается с выбора его физической модели или расчетной схемы.

Выбор той или иной физической модели зависит от того, какие особенности поведения исследуемой системы нас интересуют, какие явления, происходящие в этой системе, мы хотим изучить. Это означает, что любая физическая модель неизбежно оказывается ограниченной, пригодной к применению лишь при определенных условиях. Работа механизмов автоматики характеризуется рядом особенностей, основными из которых являются: неустановившийся характер работы системы; переменность соотношений между параметрами, определяемая связями; изменение структуры механизма в процессе цикла — подключение одних звеньев и отключение других; ударное подключение звеньев механизма и т. п. Поэтому чаще всего приходится рассматривать движение механизма по участкам, так как отмеченные особенности в значительной мере усложняют решение задачи исследования работы автоматики. При составлении дифференциальных уравнений движения звеньев механизма автоматики можно пользоваться различными методами. Обычно в качестве математической модели выбирается система нелинейных дифференциальных уравнений, полученная при определенных допущениях. Одним из основных допущений является допущение о том, что звенья абсолютно жесткие и в кинематических парах отсутствуют зазоры. В большинстве случаев такое допущение дает возможность достаточно точно описать движение деталей механизма. Особенности расчета дви-

жения механизмов автоматики с учетом упругости звеньев и зазоров в кинематических парах рассмотрим ниже. В начале рассмотрим механизм автоматики, состоящий из жестких звеньев, соединенных без зазоров, и перемещающийся внутри неподвижного кожуха (короба). Этот механизм представляет собой совокупность деталей (материальных тел) с наложенными на них связями. Эти связи являются условиями, ограничивающими свободу движения отдельных звеньев механизма и определяющими характер их движения. Важно для дальнейших выводов установить ха-

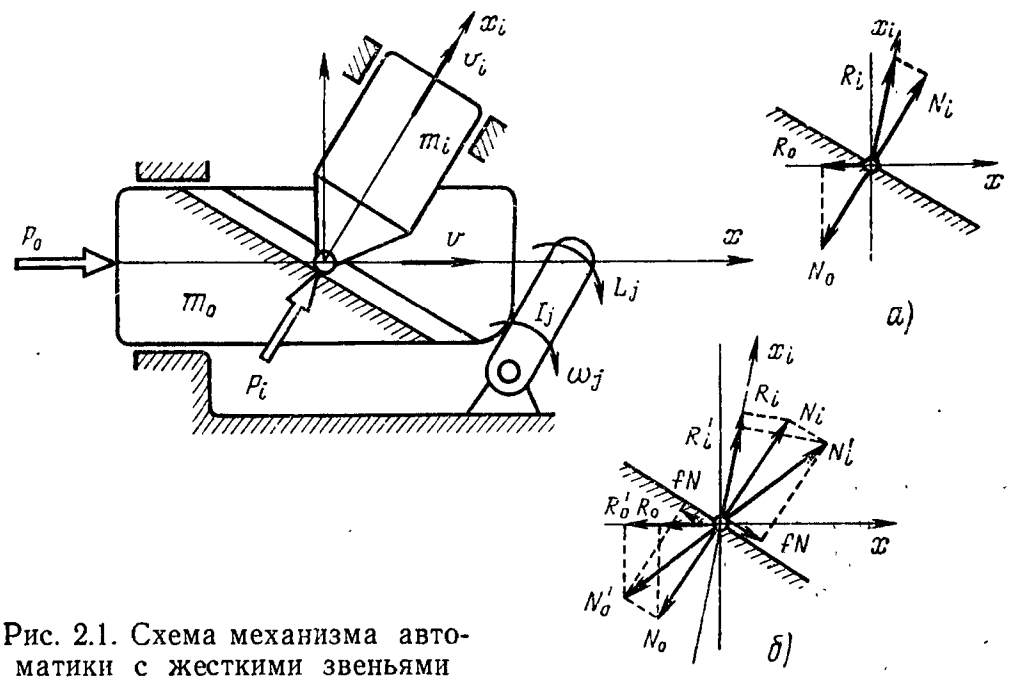

Рис. 2.1. Схема механизма автоматики с жесткими звеньями

рактер связей в механизмах автоматического оружия. Анализ самых различных механизмов показывает, что эти связи являются голономными, т. е. не зависящими от производных перемещений звена по времени. Можно сказать более определенно, что эти связи явно не зависят от времени, т. е. являются стационарными. Подавляющее большинство связей в механизмах автоматики являются двусторонними или удерживающими. Следует отметить важную особенность голономных связей. Для них действительные перемещения материальных тел входят во множество возможных ($dx \in \delta x$). Принятая в данном разделе для исследования модель с неподвижным основанием (без амортизации оружия) с достаточной степенью точности отражает процессы, происходящие в целом ряде образцов автоматического оружия, и наряду с чисто методическим значением часто применяется для практических расчетов движения автоматики.

Представим, что механизм автоматики (рис. 2.1), перемещающийся в неподвижном кожухе, состоит из ряда звеньев: основного, масса которого равна m_0, и побочных, имеющих поступательное движение (массы m_i) и имеющих вращательное движение

(моменты инерции I_j). Звенья, имеющие поступательное движение, движутся прямолинейно: основное — вдоль оси x, а побочные вдоль своих осей x_i. Вращательное движение побочных звеньев происходит около неподвижных осей. За основное звено удобнее выбирать звено, определяющее работу автоматики на всем ходе. При сложном движении основное звено можно рассматривать состоящим из двух звеньев, одно из которых имеет поступательное, а другое — вращательное движение.

Поступательное движение звеньев описывается уравнением

$$m_i\ddot{x}_i = P_i + R_i, \tag{2.1}$$

где m_i — масса рассматриваемого звена; $\ddot{x}_i$ — его ускорение; P_i — активная сила, действующая на i-е звено; R_i — суммарная реакция связей соседних звеньев.

Уравнения вращательного движения звеньев имеют вид

$$I_j\ddot{\varphi}_j = L_j + \mu_j, \tag{2.2}$$

где I_j — момент инерции j-го звена; $\ddot{\varphi}_j$ — его ускорение; L_j — момент активной силы; μ_j — суммарный момент реакции связи.

Нетрудно заметить, что формулы (2.1) и (2.2) аналогичны, и имеется полное соответствие между ними. Поэтому для упрощения выводов и получения более компактных зависимостей будем рассматривать механизм только с поступательным движением звеньев, а затем применим эти зависимости к механизмам, некоторые звенья которых имеют вращательное движение. Для решения уравнений движения автоматики есть два пути: а) составить для каждого звена уравнения движения и, рассматривая реакции связей (с учетом касательных составляющих — сил трения) как внешние силы, ввести ряд дополнительных уравнений для связей между параметрами всех звеньев механизма. Полученная система уравнений решается при помощи ЭВМ методом последовательного исключения неизвестных реакций. Здесь ряд сложных предварительных вычислений проводят на ЭЦВМ, но при этом не выявляется влияние характеристик отдельных звеньев на движение основного звена, и анализ результатов решения требует дополнительных исследований. Преимуществом этого метода является возможность получения в явном виде динамических реакций; б) в теории автоматического оружия нашел применение другой метод. Исходные уравнения движения звеньев автоматики и уравнения, связывающие их параметры, решают совместно. Полученные зависимости анализируют и применяют для расчета движения механизма. Этот метод, который называют методом приведения масс и сил, получил предпочтительное развитие в теории автоматического оружия. Методика расчета в этом случае определяется зависимостями, которые получены и исследованы заранее в общем виде.

Рассматривая исходный механизм, предположим, что связи между звеньями являются идеальными. Для системы материальных тел с идеальными связями сумма работ реакций связи как внутренних сил системы равна нулю при каждом возможном перемещении системы. Для системы с n-связями:

$$\sum_{i=1}^{n} R_i \delta r_i = 0, \tag{2.3}$$

где δr_i — возможные перемещения.

Рассмотрим механизм, состоящий из двух звеньев: основного и побочного. Для такого механизма при идеальных связях (рис. 2.1, *а*)

$$R_0 \delta x = R_i \delta x_i,$$

где R_0 — проекция реакции связи, действующей на основное звено на направление движения этого звена; R_i — проекция реакции связи, действующей на побочное звено на направление движения этого звена; δx, δx_i — соответствующие возможные перемещения.

Введем понятие передаточного числа связи.

Передаточным числом от основного звена к какому-либо i-му рабочему звену называется отношение бесконечно малого изменения параметра, определяющего положение i-го звена, к бесконечно малому изменению параметра, определяющего положение основного звена. Или, что то же, отношение скоростей изменения параметров, определяющих положения рассматриваемых звеньев. При этом, в тех случаях, когда положение какого-либо звена определяется не одним, а несколькими параметрами, данное звено удобно рассматривать условно, как состоящее из нескольких звеньев.

Положение каждого из них определяется одним параметром. Если $x_i = u_i(x)$, где $u_i(x)$ — функция положения механизма, то

$$\dot{x}_i = \frac{du_i}{dx}\dot{x} + \frac{du_i}{dt} = \frac{du_i}{dx}\dot{x} = v_i \dot{x},$$

где $v_i = \frac{du_i}{dx} = \frac{\dot{x}_i}{\dot{x}} = \frac{dx_i}{dx} = \frac{dx_i}{dx}$ — передаточное число связи (первая передаточная функция механизма).

Так как $\dot{x}_i = v_i \dot{x}$, то после дифференцирования получим

$$\ddot{x}_i = v_i \ddot{x} + \dot{v}_i \dot{x} = v_i \ddot{x} + v_i' \dot{x}^2,$$

где

$$v_i' = \partial v_i / \partial x.$$

Величину v_i' называют иногда второй передаточной функцией механизма.

В дальнейшем точкой будем обозначать производную по t, а штрихом производную по x.

После введения величины ν_i выражение (2.3) примет вид

$$R_0 = \nu_i R_i.$$

Для того чтобы уравнение (2.3) было справедливо для реального механизма, на связях которого действуют касательные составляющие (силы трения), введем в него коэффициент η — коэффициент полезного действия связи (коэффициент приведения работ реакций связи), учитывающий потери на трение в связи (рис. 2.1, *б*).

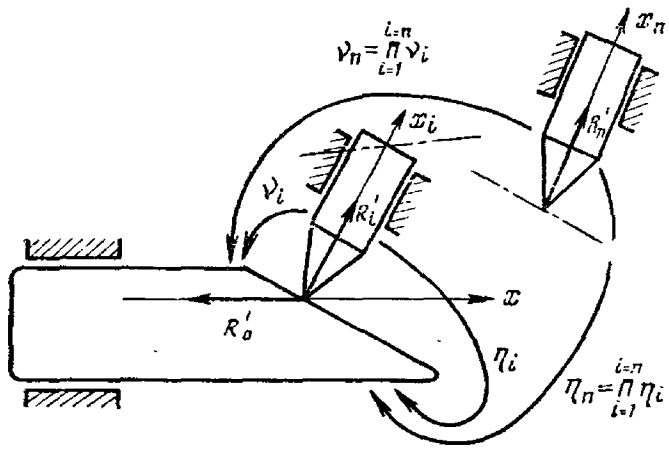

Рис. 2.2. Схема к определению ν и η

В этом случае уравнение (2.3) принимает вид

$$R_0' = \frac{\nu_i}{\eta_i} R_i', \tag{2.4}$$

где R_0' — проекция реакции связи, действующей на основное звено на направление движения этого звена с учетом сил трения; R_i' — проекция реакции связи, действующей на побочное звено, на направление движения этого звена с учетом сил трения.

Из выражения (2.4) следует, что

$$\eta_i = \frac{R_i'}{R_0'} \nu_i = \frac{R_i' \delta x_i}{R_0' \delta x} = \frac{A_i}{A_0},$$

где A_i — работа реакций связи, действующих на побочное звено; A_0 — работа реакций связи, действующих на основное звено.

Если имеется ряд последовательно соединенных звеньев (рис. 2.2), то для первой пары звеньев $R_0' = \frac{\nu_1}{\eta_1} R_1'$, для второй пары звеньев $R_1' = \frac{\nu_2}{\eta_2} R_2'$ и т. д.

Последовательно подставляя значения последующих реакций, получим для i-го звена

$$R_0' = \frac{\nu_1 \nu_2 \ldots \nu_i}{\eta_1 \eta_2 \ldots \eta_i} R_i'$$

и для звена n будем иметь окончательно

$$R_0' = \frac{\prod_{i=1}^{i=n} \nu_i}{\prod_{i=1}^{i=n} \eta_i} R_n'.$$

Обозначив для последовательного соединения звеньев

$$\nu_n = \prod_{i=1}^{i=n} \nu_i \quad \text{и} \quad \eta_n = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_i,$$

получим

$$R_0' = \frac{\nu_n}{\eta_n} R_n'.$$

Таким образом, реакции всех звеньев при последовательном соединении деталей могут быть учтены при соответствующем определении ν_n и η_n через реакцию R_n'.

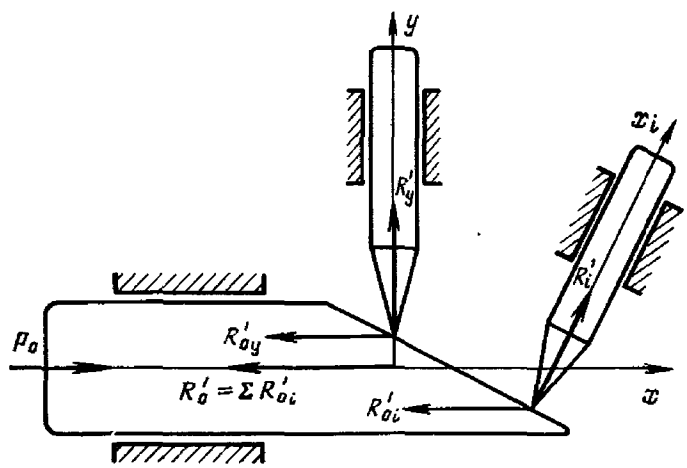

Рис. 2.3. Схема определения реакций при параллельном взаимодействии звеньев

При параллельном присоединении побочных звеньев или цепочек последовательно соединенных звеньев (рис. 2.3) будем иметь для идеального механизма

$$R_0 \delta_x = \sum_{i=1}^{n} R_i \delta x_i.$$

Для реального механизма

$$R_0' \delta x = \sum_{i=1}^{n} R_i' \frac{\delta x_i}{\eta_i}$$

или

$$R_0' = \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} R_i'. \qquad (2.5)$$

Можно ввести обозначение $\psi_i = v_i/\eta_i$ — силовое передаточное число и записать (2.5) в виде

$$R_0' = \sum_{i=1}^{n} \psi_i R_i'.$$

Для рассматриваемого механизма (см. рис. 2.1) напишем уравнение движения основного звена

$$m_0 \ddot{x} = P_0 - R_0' \tag{2.6}$$

и побочных звеньев

$$m_i \ddot{x}_i = P_i + R_i'. \tag{2.7}$$

Подставим в (2.5) значение R_i' из (2.7):

$$R_0' = \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} (m_i \ddot{x}_i - P_i).$$

Полученное выражение подставим в (2.6):

$$m_0 \ddot{x} = P_0 - \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} (m_i \ddot{x}_i - P_i)$$

или

$$m_0 \ddot{x} + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i \ddot{x}_i = P_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} P_i. \tag{2.8}$$

Из определения передаточного числа

$$\dot{x}_i = v_i \dot{x}; \quad \ddot{x}_i = v_i \ddot{x} + v_i' \dot{x}^2 = v_i \ddot{x} + \dot{v}_i \dot{x}_i, \tag{2.9}$$

где

$$v_i' = \partial^2 u / \partial x^2$$

Подставляя значение $\ddot{x}_i$ в (2.8), получим

$$m_0 \ddot{x} + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i (v_i \ddot{x} + v_i' \dot{x}^2) = P_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} P_i.$$

Раскрывая скобки в последнем уравнении, получим

$$\left(m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i^2}{\eta_i} m_i \right) \ddot{x} + \dot{x}^2 \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i v_i' = P_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} P_i. \tag{2.10}$$

Обозначим

$$M_{\text{пр}}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i^2}{\eta_i}m_i=m_0+\sum_{i=1}^{n}v_i\psi_i m_i;$$

$$P_{\text{пр}}=P_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}P_i=P_0+\sum_{i=1}^{n}\psi_i P_i;$$

$$M_{\Sigma}=\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}m_i v_1'=\sum_{i=1}^{n}\psi_i m_i v_i'.$$

Назовем $M_{\text{пр}}$ — приведенной массой основного звена механизма; $P_{\text{пр}}$ — приведенной активной силой, действующей на основное звено.

После этого окончательно можно записать

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}+\dot{x}^2M_{\Sigma}=P_{\text{пр}}. \qquad (2.11)$$

Уравнения (2.10) и (2.11) являются уравнениями двнжения основного звена автоматики. Исходный механизм в этом случае заменяется механизмом, состоящим из одного основного звена, но имеющим массу $M_{\text{пр}}$. На него действует приведенная активная сила и реакция, учитывающая переменность приведенной массы механизма. Решение этого уравнения позволяет найти параметры движения основного звена. Параметры других звеньев могут быть найдены, так как из определения передаточного числа следует

$$\delta x_i=v_i\delta x;\quad \dot{x}_i=v_i\dot{x};\quad \ddot{x}_i=v_i\ddot{x}+v_i'\dot{x}^2.$$

Если $v_i=\text{const}$, то $v_i'=0$ и $M_{\Sigma}=0$.

В этом случае уравнение (2.11) принимает вид

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}=P_{\text{пр}},$$

Анализ уравнений движения будет проведен ниже, а пока необходимо отметить основную особенность приведенной массы. Это не сумма реальных масс звеньев, а масса, которая как бы ощущается на перемещении x основного звена. Поэтому необходимо строго соблюдать условия, при которых получены зависимости для самой приведенной массы и уравнения движения приведенной массы.

В дальнейшем будет показано, что приведенная активная сила $P_{\text{пр}}$, действующая на основное звено, является функцией основных параметров движения основного звена $P_{\text{пр}}=P_{\text{пр}}(x,\ t,\ V)$, где $V=\dot{x}$ — скорость основного звена автоматики.

Выбрав в качестве аргумента t, уравнение (2.11) представим в виде

$$M_{\text{пр}}\dot{V}+\dot{V}^2M_{\Sigma}=P_{\text{пр}}(x,\ t,\ V)$$

и дополним его соотношениями $\dot{x}=V$, $\dot{x}_i=v_iV$ и $\dot{v}_i=v_i'V$. При этом получим систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned}\dot{V}&=F_1(x,\ t,\ V);\ \dot{x}=F_2(V);\\ \dot{x}_i&=F_3(x,\ V);\ \dot{v}_i=F_4(x,\ V),\end{aligned}\right\} \tag{2.12}$$

где вспомогательные функции

$$F_1(x,\ t,\ V)=\frac{P_{\text{пр}}(x,\ t,\ V)-V^2M_\Sigma}{M_{\text{пр}}};\ F_2(V)=V;$$

$$F_3(x,\ V)=v_iV=v_iF_2(V);\ F_4(x,\ V)=v_i'V=v_i'F_2(V).$$

Часто удобно применять уравнение движения автоматики при аргументе x. Учитывая, что $\dot{V}=VV'$, где $V'=\partial V/\partial x$ и $t'=\partial t/\partial x=1/V$, из системы (2.12) получим

$$\left.\begin{aligned}V'&=\Phi_1(x,\ t,\ V);\ t'=\Phi_2(V);\\ x_i'&=\Phi_3(x);\ v_i'=\Phi_4(x)\end{aligned}\right\} \tag{2.13}$$

где вспомогательные функции

$$\Phi_1(x,\ t,\ V)=\frac{P_{\text{пр}}(x,\ t,\ V)-V^2M_\Sigma}{VM_{\text{пр}}},\ \Phi_2(V)=1/V;$$

$$\Phi_3(x)=v_i;\quad \Phi_4(x)=v_i'=\partial u/\partial x.$$

Так как $(V^2)'=2VV'$, учитывая систему (2.13), можем записать

$$\left.\begin{aligned}(V^2)'&=F_1^*(x,\ t,\ V);\ t'=F_2^*(V);\\ x_i'&=F_3^*(x);\qquad v_i'=F_4^*(x),\end{aligned}\right\} \tag{2.14}$$

где вспомогательные функции

$$F_1^*(x,\ t,\ V)=\frac{2\left[P_{\text{пр}}(x,\ t,\ V)-V^2M_\Sigma\right]}{M_{\text{пр}}};$$

$$F_2^*(V)=\Phi_2(V);\quad F_3^*(x)=\Phi_3(x);\quad F_4^*(x)=\Phi_4(x).$$

Распространим полученные зависимости на механизм автоматики, содержащий звенья, имеющие вращательное движение. Предположим, что все звенья механизма автоматики имеют вра-

щательное движение. Передаточное число связи в данном случае $\nu_i = d\varphi_i/d\varphi = \omega_i/\omega$, а коэффициент полезного действия связи

$$\eta_i = \frac{\mu_i'}{\mu_0'}\nu_i = \frac{R_i'}{R_0'}\nu_i.$$

Обозначив $I_{\text{пр}} = I_0 + \sum_{i-1}^{n} \frac{\nu_i^2}{\eta_i} I_i$ — приведенный момент инерции основного звена; $L_{\text{пр}} = L_0 + \sum_{i-1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} L_i$ — приведенный момент активной силы, действующей на основное звено, получим основное уравнение движения в виде

$$I_{\text{пр}}\ddot{\varphi} + \dot{\varphi}^2 I_{\Sigma} = L_{\text{пр}}.$$

Обычно чаще всего встречаются механизмы автоматики, у которых основное звено движется поступательно, часть побочных звеньев n имеет также поступательное движение, а остальные q движутся вращательно. В этом случае к основному звену приходится приводить звенья с поступательным движением ($\nu_i = dx_i/dx$ и $\eta_i = \frac{R_i'}{R_0'}\nu_i$) и звенья с вращательным движением ($\varkappa_s = d\varphi_s/dx$ и $\eta_s = \frac{\mu_s'}{R_0'}\varkappa_s$).

За исходные уравнения движения необходимо принять системы уравнений (2.12), (2.13) и (2.14), однако значения коэффициентов этих уравнений следует вычислять по зависимостям:

$$M_{\text{пр}} = m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{s=1}^{q} \frac{\varkappa_s^2}{\eta_s} I_s;$$

$$P_{\text{пр}} = P_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} P_i + \sum_{s=1}^{q} \frac{\varkappa_s}{\eta_s} L_s;$$

$$M_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \nu_i' + \sum_{s=1}^{q} \frac{\varkappa_s}{\eta_s} I_s \varkappa_s'.$$

Уравнение движения основного звена автоматики с переменной приведенной массой, полученное в развернутом виде (2.10), можно привести к форме уравнения «живых сил».

Перепишем уравнение (2.10) в виде

$$\left(m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i^2}{\eta_i} m_i\right) VV' + V^2 \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \nu_i' = P_{\text{пр}}.$$

Раскрыв скобки, получим

$$m_0VV' + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i^2}{\eta_i} m_i VV' + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i v_i'}{\eta_i} m_i V^2 = P_{\text{пр}}.$$

Полученное уравнение представим в виде

$$m_0 \frac{2VV'}{2} + \sum_{i=1}^{n} \frac{m_i}{\eta_i} \left(\frac{v_i 2VV'}{2} + \frac{2v_i v_i' V^2}{2} \right) = P_{\text{пр}},$$

и окончательно

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{m_0V^2}{2}\right) + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\eta_i} \frac{d}{dx}\left(\frac{v_i^2 m_i V^2}{2}\right) = P_{\text{пр}}. \qquad (2.15)$$

Выражение (2.15) представляет собой уравнение «живых сил» для механизма с переменной приведенной массой основного звена. Следует особо обратить внимание на то, что КПД связей не находится под знаком дифференциала. Эта особенность переменной приведенной массы имеет важное значение и будет учтена в дальнейшем исследовании.

При явно выраженном динамическом характере движения звеньев автоматики реакции их взаимодействия часто определяют прочность деталей, их износ, усталостную прочность и т. п. Поэтому при расчете движения автоматики чаще всего целесообразно одновременно вести расчет величины реакций, действующих на звено и следить за их знаком.

Сумму проекций всех сил, действующих на звено s, в направлении движения этого звена, можно определить по зависимости

$$Q_s = m_s\ddot{x}_s - P_s = m_s(v_s\ddot{x} + v_s'\dot{x}^2) - P_s.$$

Сумму проекций реакций, возникающих в связях в результате взаимодействия соседних звеньев, можно определить, если отбросить часть механизма и заменить действие отброшенной части силами взаимодействия.

Если рассматривается звено s и действие на него реакций отброшенных звеньев с $(s+1)$ по n, то

$$R_{s+1,s} = -\frac{\eta_s}{v_s}(P_{\text{пр}s} - M_{\text{пр}s}\ddot{x} - M_{\Sigma s}\dot{x}^2),$$

где

$$M_{\text{пр}s} = m_0 + \sum_{i=1}^{s} \frac{v_i^2}{\eta_i} m_i, \qquad M_{\Sigma s} = \sum_{i=1}^{s} \frac{v_i}{\eta_i} m_i v_i';$$

$$P_{\text{пр}s} = P_0 + \sum_{i=1}^{s} \frac{v_i}{\eta_i} P_i.$$

Реакцию на звено с противоположной стороны можно определить по зависимости $R_{s-1,s}=Q_s+R_{s+1,s}$.

Для расчета деформаций и напряжений необходимо принять силу $R_{s+1,s}=\min R\in R_s$.

2.2. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ ПРИ ПОДВИЖНОМ ОСНОВАНИИ (ПРИ АМОРТИЗАЦИИ ОРУЖИЯ)

В предыдущем разделе рассматривалось движение автоматики при неподвижном коробе оружия. В системах автоматического оружия крупного калибра ($d\geqslant 20$ мм), особенно в системах с отводом пороховых газов, для уменьшения усилия отдачи при выстреле применяют амортизацию оружия. Для этого между кожу-

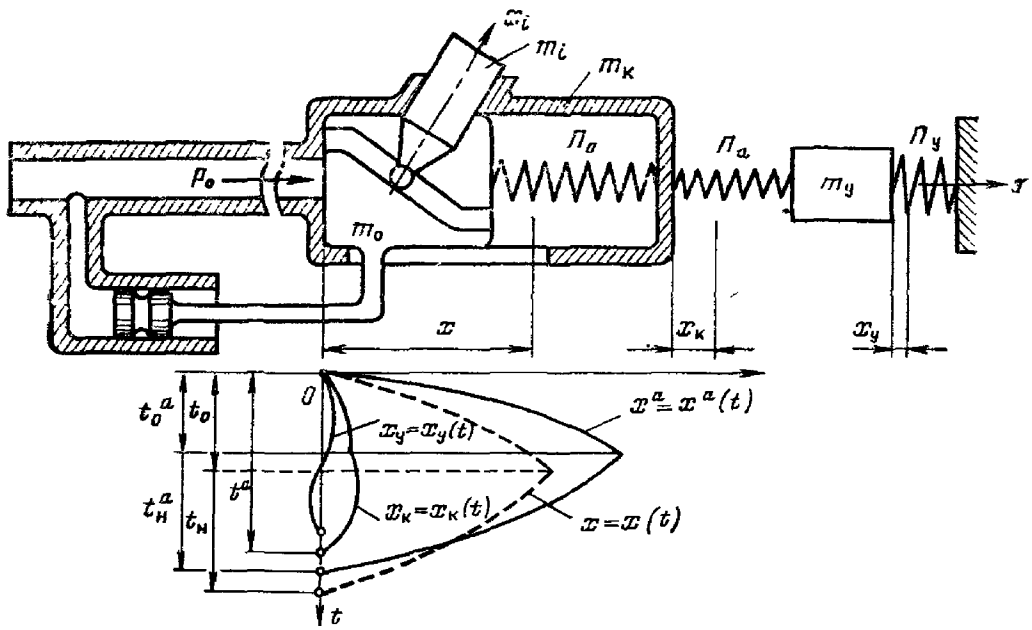

Рис. 2 4. Схема механизма автоматики, соединенного через амортизатор с упругой установкой

хом (коробом) оружия и лафетом ставится амортизатор, чаще всего пружинный. Отметим влияние амортизации оружия на работу автоматики. Известно, что условия амортизации оказывают влияние на работу автоматики и, в частности, на темп стрельбы.

На рис. 2.4 приведена схема автоматической пушки, соединенной с упругой установкой через амортизатор. На этом же рисунке показаны примерные графики перемещения основного звена автоматики без амортизатора и упругой установки $x=x(t)$ и при амортизаторе и упругой установке. Показаны также графики изменения перемещений кожуха $x_к=x_к(t)$ и опорного звена установки $x_у=x_у(t)$. В примере, показанном на рис. 2.4, время цикла автоматики $t_0+t_н>t_0^a+t_н^a$. В этом случае амортизация оружия привела к увеличению темпа стрельбы. В других случаях амортизация может привести к уменьшению темпа стрельбы. Таким обра-

зом, для получения истинной картины движения неподвижных частей автоматики при расчете необходимо учитывать амортизацию оружия.

Уравнения движения звеньев автоматики в этом случае можно получить методами аналитической механики. Для этого выбираются обобщенные координаты, число которых зависит от количества связей, наложенных на механизм автоматики, и условий крепления оружия. Короб оружия подвижен и упирается в пружину амортизатора, связанного с узлом крепления оружия на установке. Установка представляет собой упругую конструкцию с распределенной массой и обладает большим числом собственных частот колебаний. С достаточной точностью можно ограничиться первой частотой. Это означает, что установка как упругая система заменяется одной эквивалентной приведенной массой m_y и жесткостью k_y.

Для получения уравнения движения воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_j}+\frac{\partial \Pi}{\partial q_j}=Q_j \quad (j=1,\ 2,\ 3), \tag{2.16}$$

где T, Π — кинетическая и потенциальная энергия системы; q_j, $\dot{q}_j$ — обобщенная координата и скорость; Q_j — обобщенная сила; t — время; j — индекс, соответствующий степени свободы системы.

В качестве обобщенных координат примем координату положения основного звена относительно короба ($q_1=x$), координату положения короба ($q_2=x_к$) и узла крепления оружия на установке ($q_3=x_y$) относительно инерциальной системы отсчета.

Механизм автоматики рассматривается как жесткая система, имеющая одно основное и n побочных звеньев.

На рис. 2.4 для простоты показано только одно из рабочих звеньев. Обозначив через m и V массы и абсолютные скорости элементов системы с соответствующими индексами, кинетическую энергию системы можно записать в виде

$$T=\frac{m_0V^2}{2}+\frac{m_кV_к^2}{2}+\frac{m_yV_y^2}{2}+\sum_{i=1}^{n}\frac{m_iV_i^2}{2}.$$

Выражая абсолютные скорости через обобщенные скорости:

$$V^2=(\dot{x}+\dot{x}_к)^2;\quad V_к=\dot{x}_к;\quad V_y=\dot{x}_y;$$

$$V_i^2=v_i^2\dot{x}^2+\dot{x}_к^2+2v_i\dot{x}\dot{x}_к\cos\alpha_i,$$

где α_i — угол между направлением координаты x_i и направлением координаты x, совпадающим с направлениями координат $x_к$ и

x_y, получим

$$T=\frac{1}{2}\left[\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\nu_i^2 m_i\right)\dot{x}^2+\left(m_0+m_к+\sum_{i=1}^{n}\right)\dot{x}_к^2+\right.$$
$$\left.+2\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\nu_i m_i\cos\alpha_i\right)\dot{x}\dot{x}_к+m_y\dot{x}_y^2\right].$$

Определение потенциальной энергии, производных от кинетической и потенциальной энергий, обобщенных сил для механизма, изображенного на рис. 2.4, приведено в [40]. Там же даны некоторые соотношения между характеристиками звеньев механизма *. Подставляя полученные выражения для обобщенных сил и производных от кинетической и потенциальной энергий в уравнении (2.16), получим уравнения движения рассматриваемой системы:

$$\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}\,m_i\right)\ddot{x}+\dot{x}^2\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}\,m_i\nu_i'+\left(m_0+\sum_{i=i}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}m_i\cos\alpha_i\right)\ddot{x}_к+$$
$$+k_0x=P_0-\prod_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}\,P_i;$$

$$\left(m_0+m_к+\sum_{i=1}^{n}m_i\right)\ddot{x}_к+\frac{d}{dt}\left[\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\nu_i m_i\cos\alpha_i\right)\dot{x}\right]+$$
$$+k_a x_к-k_a x_y=P_к-\prod_a\operatorname{sign}x_к-F\operatorname{sign}\dot{x}_к;$$
$$m_y\ddot{x}_y+(k_a+k_y)\,x_y-k_a x_к=\prod_a\operatorname{sign}x_к+F\operatorname{sign}\dot{x}_к.$$

Вводя обозначения для приведенных масс и сил

$$M_{пр}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_к^2}{\eta_i}\,m_i;\quad M_{ор}=m_0+m_к+\sum_{i=1}^{n}m_i;$$
$$M_\eta=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}\,m_i\cos\alpha_i;\quad M_\nu=m_0+\sum_{i=1}^{n}\nu_i m_i\cos\alpha_i;$$
$$P_{ав}=P_0-\prod_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}\,P_i;\quad P_{ор}=P_к-\prod_a\operatorname{sign}x_к-$$
$$-F\operatorname{sign}\dot{x}_к;\quad m_y=M_y,$$

* При вычислении η_i в случае подвижного основания учитывают также наличие инерционных сил.

получим уравнения движения системы

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}+\dot{x}^2\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}m_i\nu_1'+M_\eta\ddot{x}_{\text{к}}+k_0x=P_{\text{ав}};$$

$$M_{\text{ор}}\ddot{x}_{\text{к}}+\frac{d}{dt}(M_\nu\dot{x})+k_{\text{а}}x_{\text{к}}-k_{\text{а}}x_{\text{у}}=P_{\text{ор}};$$

$$M_{\text{у}}\ddot{x}_{\text{у}}+(k_{\text{а}}+k_{\text{у}})x_{\text{у}}-k_{\text{а}}x_{\text{к}}=\prod_{\text{а}}\operatorname{sign}x_{\text{к}}+F\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}.$$

Учитывая, что

$$M_\Sigma=\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}m_i\nu_i';\quad\frac{d}{dt}(M_\nu\dot{x})=M_\nu\ddot{x}+\dot{M}_\nu\dot{x};$$

$$\dot{M}_\nu=\sum_{i=1}^{n}\dot{\nu}_im_i\cos\alpha_i=M_\nu^{\cdot},$$

систему уравнений приведем к виду

$$\left.\begin{aligned}&M_{\text{пр}}\ddot{x}+\dot{x}^2M_\Sigma+M_\eta\ddot{x}_{\text{к}}=P_{\text{ав}}-k_0x;\\&M_{\text{ор}}\ddot{x}_{\text{к}}+M_\nu\ddot{x}+M_\nu^{\cdot}\dot{x}=P_{\text{ор}}-k_{\text{а}}x_{\text{к}}-k_{\text{а}}x_{\text{у}},\\&M_{\text{у}}\ddot{x}_{\text{у}}=\prod_0\operatorname{sign}x_{\text{к}}+F\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}+k_{\text{а}}x_{\text{к}}-(k_{\text{а}}+k_{\text{у}})x_{\text{у}},\end{aligned}\right\}\qquad(2.17)$$

где $M_\nu^{\cdot}\dot{x}=M_\nu^{\cdot}\dot{x}^2$.

Полученные выражения справедливы для оружия, звенья механизма автоматики которого движутся поступательно. Если в механизме кроме рассмотренных n звеньев имеется еще q вращающихся звеньев, то в уравнениях (2.17) следует принять

$$M_{\text{пр}}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i^2}{\eta_i}m_i+\sum_{s=1}^{q}\frac{\varkappa_s^2}{\eta_s}I_s;\quad M_{\text{ор}}=m_0+m_{\text{к}}+$$

$$+\sum_{i=1}^{n}m_i+\sum_{s=1}^{q}\frac{I_s}{r_s};$$

$$P_{\text{ав}}=P_0-\prod_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}P_i+\sum_{s=1}^{q}\frac{\varkappa_s}{\eta_s}L_s;$$

$$M_\Sigma=\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}m_i\nu_i'+\sum_{s=1}^{q}\frac{\varkappa_s}{\eta_s}I_s\varkappa_s';$$

$$M_\eta = m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \cos\alpha_i + \sum_{s=1}^{q} \frac{\varkappa_s}{\eta_s} \frac{I_s}{r_s} \sin\gamma_s \sin\beta_s;$$

$$M_\nu = m_0 + \sum_{i=1}^{n} \nu_i m_i \cos\alpha_i + \sum_{s=1}^{q} \varkappa_s \frac{I_s}{r_s} \sin\gamma_s \sin\beta_s,$$

где I_s — момент инерции вращающегося звена; r_s — радиус инерции; $\varkappa_s$ и η_s — передаточное число и коэффициент полезного действия от основного звена к вращающемуся; L_s — момент силы сопротивления, приложенный к звену s: γ_s — угол наклона радиуса инерции r_s вращающегося звена относительно оси s; β_s — угол между осью вращения и осью x.

Передаточное число $\varkappa_s = d\varphi_s/dx = \omega_s/\dot{x}$, где φ_s и ω_s — соответственно угловые перемещения и скорость звена s. Запишем систему уравнений (2.17) в виде, удобном для численного решения:

$$\dot{V} = \frac{1}{M_{пр}} (P_{ав} - V^2 M_\Sigma - M_\eta \dot{V}_к - k_0 x); \quad \dot{x} = V;$$

$$\dot{V}_к = \frac{1}{M_{ор}} \left[P_{ор} - (M_\nu V)'_t - k_а x_к + k_а x_у\right]; \quad \dot{x}_к = V_к;$$

$$\dot{V}_у = \frac{1}{M_у} \left[\prod_а \operatorname{sign} x_к + F \operatorname{sign} V_к - (k_а + k_у) x_у + k_а x_к\right]; \quad \dot{x}_у = V_у.$$

Дополним эту систему уравнений соотношениями $\dot{x}_i = \nu_i V$ и $\dot{\nu}_i = \nu_i' V$.

Обозначив функции в правых частях записанных выражений через F с индексами, соответствующими порядку написания выражений, окончательно имеем

$$\left.\begin{aligned} &\dot{V} = F_1(t,\ x,\ V,\ V_к); && \dot{x} = F_2(V);\\ &\dot{V}_к = F_3(t,\ V,\ x,\ x_к,\ x_у); && \dot{x}_к = F_4(V_к);\\ &\dot{V}_у = F_5(x_к,\ V_к,\ x_у); && \dot{x}_у = F_6(V_у);\\ &\dot{x}_i = F_7(x,\ V); && \dot{\nu}_i = F_8(x,\ V). \end{aligned}\right\} \qquad (2.18)$$

При закреплении оружия с амортизатором на абсолютно жесткой установке $\ddot{x}_у = \dot{x}_у = x_у = 0$ и уравнения движения (2.17) получают вид

$$\left.\begin{aligned} &M_{пр}\ddot{x} + \dot{x}^2 M_\Sigma + M_\eta \ddot{x}_к = P_{ав} - k_0 x;\\ &M_{ор}\ddot{x}_к + \frac{d}{dt}(M_\nu \dot{x}) = P_{ор} - k_а x_к. \end{aligned}\right\} \qquad (2.19)$$

В этой системе

$$d/dt\,(M_\nu \dot{x}) = \dot{M}_\nu \dot{x} + M_\nu \ddot{x} = M_\nu \ddot{x} + M'_\nu \dot{x}^2.$$

Преобразуем систему (2.19) к виду, более удобному для решения.

Из первого уравнения системы имеем

$$\ddot{x}=\frac{1}{M_{\text{пр}}}\left(P_{\text{ав}}-\dot{x}^2M_{\Sigma}-M_{\eta}\ddot{x}_{\text{к}}-k_0x\right). \tag{2.20}$$

Из второго уравнения

$$\ddot{x}_{\text{к}}=\frac{1}{M_{\text{ор}}}\left[P_{\text{ор}}-\frac{d}{dt}\left(M_{\text{у}}\dot{x}\right)-k_{\text{а}}x_{\text{к}}\right]. \tag{2.21}$$

Подставим полученное значение $\ddot{x}_{\text{к}}$ из (2.21) в (2.20):

$$\ddot{x}=\frac{1}{M_{\text{пр}}}\left\{P_{\text{ав}}-\dot{x}^2M_{\Sigma}-\frac{M_{\eta}}{M_{\text{ор}}}\left[P_{\text{ор}}-\frac{d}{dt}\left(M_{\text{у}}\dot{x}\right)-k_{\text{а}}x_{\text{к}}\right]-k_0x\right\}$$

или

$$\ddot{x}=\frac{1}{M_{\text{пр}}}\left[P'_{\text{ав}}-\dot{x}^2M_{\Sigma}+\frac{M_{\eta}}{M_{\text{ор}}}\frac{d}{dt}\left(M_{\text{у}}\dot{x}\right)\right],$$

где

$$P'_{\text{ав}}=P_{\text{ав}}-\frac{M_{\eta}}{M_{\text{ор}}}P_{\text{ор}}+\frac{M_{\eta}}{M_{\text{ор}}}k_{\text{а}}x_{\text{к}}-k_0x.$$

Преобразовывая полученное выражение для $\ddot{x}_{\text{к}}$, далее будем **иметь**

$$\ddot{x}\left(M_{\text{пр}}-\frac{M_{\eta}M_{\text{у}}}{M_{\text{ор}}}\right)=P'_{\text{ав}}-\dot{x}^2\left(M_{\Sigma}-\frac{M_{\eta}M'_{\text{у}}}{M_{\text{ор}}}\right)$$

или

$$\ddot{x}=\frac{1}{M(x)}\left[P'_{\text{ав}}-\dot{x}^2M_1(x)\right], \tag{2.22}$$

где

$$M(x)=M_{\text{пр}}-\frac{M_{\eta}M_{\text{у}}}{M_{\text{ор}}};\quad M_1(x)=M_{\Sigma}-\frac{M_{\eta}M'_{\text{у}}}{M_{\text{ор}}}.$$

Подставляя значение $\ddot{x}$ из (2.22) в (2.21), получим

$$M_{\text{ор}}\ddot{x}_{\text{к}}=P'_{\text{ор}}-M_{\text{у}}\ddot{x}-M'_{\text{у}}\dot{x}^2,$$

где

$$P'_{\text{ор}}=P_{\text{бр}}-k_{\text{а}}x_{\text{к}}.$$

Учитывая полученное выше значение $\ddot{x}$, будем иметь

$$\ddot{x}_{\text{к}}=\frac{1}{M_{\text{ор}}}P'_{\text{ор}}-\frac{M_{\text{у}}}{M_{\text{ор}}M(x)}\left[P'_{\text{ав}}-\dot{x}^2M_1(x)\right]-M'_{\text{у}}\dot{x}^2$$

или

$$\ddot{x}_{\text{к}}=\frac{1}{M_{\text{ор}}}\left[P'+\dot{x}^2M_2(x)\right], \tag{2.23}$$

где

$$P'=P'_{\text{ор}}-\frac{M_{\text{у}}}{M(x)}P'_{\text{ав}};\qquad M_2(x)=\frac{M_1(x)M_{\text{у}}}{M(x)}-M'_{\text{у}}.$$

С учетом (2.22) и (2.23) получим исходную систему для численного решения:

$$\left.\begin{aligned} &\dot{V}=F_1(x, t, V, x_к);\ \dot{x}_к=F_4(V_к);\\ &\dot{x}=F_2(V);\ \dot{x}_i=F_5(x, V);\\ &\dot{V}_к=F_4(x, t, V, x_к);\ \dot{v}_i=F_6(x, V). \end{aligned}\right\} \qquad (2.24)$$

Вспомогательные функции в системе (2.24):

$$F_1(x, t, V, x_к)=\frac{1}{M(x)}[P'_{ав}-V^2M_1(x)];$$

$$F_3(x, t, V, x_к)=\frac{1}{M_{ор}}[P'+V^2M_2(x)];$$

$$F_2(V)=\frac{1}{V};\ F_4(V_к)=\frac{1}{V_к};\ F_5(x, V)=v_iV;$$

$$F_6(x, V)=v'_iV.$$

Уравнения движения при коробе, закрепленном без амортизатора на абсолютно жесткой установке, определяются из уравнений (2.19) при $x_к=\dot{x}_к=\ddot{x}_к=0$. Полученная система та же, что и (2.12) для автоматики оружия с неподвижно закрепленным коробом.

Системы уравнений движения автоматики (2.12), (2.13), (2.14) и т. п. описывают движение основного звена и побочных звеньев автоматики на участках безударной работы. Такие участки выделяются на основе анализа циклограммы или сетевого графика автоматики. Включение (или выключение) в соединение с основным звеном будем отмечать функцией переключения (коэффициентом команды) ξ_{Mi}, значение которой будет равно 1, если звено включается, и 0, если оно выключается. Аналогичную функцию ξ_{Pi} можно ввести для сил. Если сила действует, то $\xi_{Pi}=1$, если ее действие прекращается, то $\xi_{Pi}=0$.

Тогда в системе уравнений (2.12) и в подобных ей

$$M_{пр}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i^2}{\eta_i}m_i;\quad M_\Sigma=\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i}{\eta_i}m_iv'_i;$$

$$P=P_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Pi}v_i}{\eta_i}P_i.$$

А вспомогательная функция

$$F_1(x, t, V)=\frac{P_0+\sum\limits_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Pi}v_i}{\eta_i}P_i-V^2\sum\limits_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i}{\eta_i}m_iv'_i}{m_0+\sum\limits_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_1^2}{\eta_i}m_i}.$$

На участках разрыва коэффициентов уравнений пересчет ведется в соответствии с моделью рассматриваемого явления и характеристики, полученные в результате пересчета, будут являться начальными условиями для последующего участка.

Соответствующие функции переключения необходимо ввести в систему уравнений (2.18).

В этой системе

$$M_{\text{пр}}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i^2}{\eta_i}m_i;\quad M_{\text{ор}}=m_0+m_{\text{к}}+\sum_{i=1}^{n}m_i;$$

$$M_\eta=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i}{\eta_i}m_i\cos\alpha_i;\quad M_\Sigma=\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Mi}v_i}{\eta_i}m_iv_i';$$

$$M_v=m_0+\sum_{i=1}^{n}\xi_{Mi}v_im_i\cos\alpha_i;\quad P_{\text{ав}}=P_0-\Pi_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_{Pi}v_i}{\eta_i}P_i;$$

$$P_{\text{ор}}=\xi_{p\text{к}}P_{\text{к}}-\Pi_{\text{д}}\operatorname{sign}x_{\text{к}}-F\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}.$$

Значения ξ_{Mi}, ξ_{Pi} и $\xi_{P\text{к}}$ необходимо соответственно ввести в вспомогательные функции $F_j\,(j=1, 2, \ldots 8)$.

При определении проекции равнодействующей всех сил, действующих на звено s, перемещающееся в кожухе, можно воспользоваться зависимостью

$$Q_s=m_s(v_s\ddot{x}+v_s'\dot{x}^2+v_s\ddot{x}_{\text{к}}\cos\alpha_s)-P_s.$$

Величину реакции между звеньями аналогично разд. 2.1 определим по формуле

$$R_{s+1,s}=\frac{\eta_s}{v_s}(P_{\text{пр}s}-M_{\text{пр}s}\ddot{x}-M_{\Sigma s}\dot{x}^2-M_{\eta s}\ddot{x}_{\text{к}}),$$

где

$$M_{\eta s}=m_0+\sum_{i=1}^{s}\frac{v_i}{\eta_i}m_i\cos\alpha_i.$$

Учитывать звенья, имеющие вращательное движение, можно при помощи формул (2.17).

Зная размеры и механические качества деталей, можно определить условия работы их без разрушения.

Например,

$$R_{s+1,s} \leqslant \begin{cases} [\sigma_{сж}] F_{сж} \\ [\sigma_{см}] F_{см} \\ [\tau_{ср}] F_{ср} \end{cases}$$

или

$$R(s+1, s) r(s+1, s) \leqslant \begin{cases} [\sigma_{изг}] W_{изг} \\ [\tau_{кр}] W_{р} \end{cases}, \quad \text{где } R_{s+1,s} = \min R \in R_s,$$

а величины, стоящие в квадратных скобках, — допустимые напряжения при соответствующем характере действия нагрузки.

2.3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В АВТОМАТИЧЕСКОМ ОРУЖИИ

Одним из основных факторов, определяющих характер решения уравнений движения автоматики, является приведенная активная сила, действующая на основное звено. Приведенная активная сила зависит как от характера сил, действующих на детали механизма, так и от величин ν_i и η_i. Характер действующих в автоматическом оружии сил имеет различную природу, и знание этих сил позволяет решить основные уравнения движения автоматики и определить законы движения звеньев механизма автоматики. Это позволяет определить в первую очередь скорострельность системы. Законы движения звеньев механизма определяют также реакции связей, возникающие при взаимодействии отдельных элементов, и силы инерции, которые используются для проведения прочностных расчетов.

В общем случае к системе уравнений движения следует присовокупить уравнения, определяющие значение всех сил в процессе цикла работы автоматики. Силы, под действием которых перемещаются элементы механизмов автоматического оружия, могут зависеть друг от друга или от движения звеньев, а могут не зависеть. В первом случае системы уравнений движения автоматики и уравнений, характеризующих законы изменения сил, следует решать совместно. Если такой взаимозависимости нет или она незначительна, то системы уравнений для автоматики и для сил можно решать независимо. Рассмотрим в первую очередь силы, возникающие при взаимодействии порохового газа и различных узлов автоматического оружия.

Сила давления пороховых газов в канале ствола. Для решения ОЗВБ используются различные методы. Можно использовать приближенные аналитические или табличные методы [12, 35, 40]. С помощью малых ЭЦВМ, целесообразно решать ОЗВБ совместно с расчетом движения автоматики. При численном расчете на ЭЦВМ удобно записать общую систему уравнений, а решение ее проводить с ограничениями, накладываемыми особенностями движения газа в каждом периоде. При составлении системы уравнений для баллистического двигателя и всех газоотводных устройств поло-

жим в основу методику, изложенную в [40]. Эта методика базируется на составлении термодинамически замкнутой системы основных уравнений газовой динамики (закона сохранения вещества, закона сохранения энергии, уравнения механики или его заменяющего) в квазистационарной постановке и уравнения движения снаряда или звена для принятой физической модели устройства. Полученная система уравнений комплексно решается с учетом явлений тепломассообмена, происходящих в реальных условиях.

Примем основную систему уравнений внутренней баллистики при аргументе t и несколько преобразуем ее для удобства дальнейшего использования:

$$\left.\begin{aligned}
&\dot{l}=v\xi_1\xi_3;\quad \dot{v}=\frac{gpS}{\varphi q}\xi_1\xi_3;\quad \dot{z}=\frac{p}{I_к}\xi_2;\\
&\dot{\omega}_г=\dot{\omega}_{г.п}\xi_2-G(1-\xi_3)-\sum G_i\xi_i;\\
&\dot{W}=\frac{1-\alpha\delta}{\delta}\dot{\omega}_{г.п}\xi_2+Sv\xi_3+S\dot{x}\xi_x;\\
&\dot{p}=\frac{1}{W}\left[f\dot{\omega}_{г.п}\xi_2-K_т p-kp\dot{W}-K_р G(1-\xi_3)-\sum K_р G_i\xi_i\right];\\
&\dot{\omega}_{г.п}=\varkappa\omega(1+2\lambda z)\dot{z}.
\end{aligned}\right\}\qquad (2.25)$$

В системе уравнений (2.25) приход газов $\dot{\omega}_{г.п}$. Функция, определяющая потери на теплоотдачу,

$$K_т=\frac{(k-1)Av_1\sigma_г(F_к+\pi dl)}{R}.$$

Функция при расходе

$$K_р=\frac{kpW}{\omega_г}.$$

Объем заснарядного пространства

$$W=\dot{W}_{о.к}+Sl.$$

В приведенной системе уравнений (2.25) l, v — путь и скорость снаряда соответственно; p — давление; S — площадь канала ствола; q — вес снаряда; φ — коэффициент фиктивности массы снаряда; $I_к$ — импульс давления газов; z — относительная толщина сгоревшего пороха; ω — вес заряда; $\omega_г$ — вес газов; G — расход газов через дульный срез; G_i — расход газов через газоотводные отверстия; α — коволюм; δ — удельный вес пороха; $\dot{x}$ — скорость отката затвора; k — показатель адиабаты; $\varkappa$, λ — характеристики формы пороха; A — механический эквивалент теплоты; $F_к$ — начальная поверхность охлаждения каморы ствола; d — калибр; R — газовая постоянная; $\sigma_т$ — постоянная коэффициента теплоотдачи; $W_{о.к}$ — начальный объем каморы; $v_1=1-T_{ств}/T$, $T=pW/\omega_г R$ — температура газов; $T_{ств}$ — температура внутренней поверхности канала ствола.

Значения коэффициентов переключения команд ξ выбирают в соответствии с табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения коэффициентов переключения команд ξ

ξ	ξ_1		ξ_2		ξ_3		ξ_l	
Значение	1	0	1	0	1	0	1	0
Условие	$p > p_ф$	$p < p_ф$	$z < 1$	$z \geqslant 1$	$l \leqslant l_д$	$l > l_д$	$l \geqslant l_{i\,г.о}$	$l < l_{i\,г.о}$

Примечание. $p_ф$ — давление форсирования; $l_д$ — путь снаряда до дульного среза; $l_{i\,г.о}$ — путь снаряда до газоотводного отверстия.

В систему уравнений (2.25) включен член $S\dot{x}\xi_x$, учитывающий влияние отхода затвора на изменение объема заснарядного пространства. Очевидно, $\xi_x = 1$ для систем с инерционным запиранием. При определении расходов в уравнениях (2.25) и в уравнениях, которые будут получены в дальнейшем, можно пользоваться зависимостью, учитывающей характер истечения,

$$G = \left[\xi_G A_1 \mu S \frac{p_2}{\sqrt{RT}} + (1 - \xi_G) A_2 \mu S \frac{p_2}{\sqrt{RT}} A_2(\pi) \right] \xi_п, \qquad (2.26)$$

где $\pi = \frac{p_1}{p_2}$ и $\xi_G = \begin{cases} 1 \text{ при } \pi \leqslant \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}; \\ 0 \text{ при } \pi > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}. \end{cases}$

Здесь p_2 — давление в каморе, из которой происходит истечение; p_1 — давление в каморе, в которую происходит истечение.

Постоянные расхода $A_1 = \sqrt{gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}}$; $A_2 = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$.

Функция расхода $A_2(\pi) = \sqrt{\pi^{2/k} - \pi^{k+1/k}}$.

Значения ξ_p определяются условиями сброса газов в атмосферу.

Температура газа $T = p_2 W / \omega_г R$.

Приведенная площадь отверстия истечения μS зависит от коэффициента расхода μ, определяемого опытным путем. При истечении через дульный срез можно принимать $\mu = 0{,}95$. При истечении через газоотводные отверстия $\mu = \mu(\lambda_г, \psi) \approx 0{,}3 \ldots 0{,}8$, где $\lambda_г$ — безразмерная скорость газов; ψ — угол наклона газоотводного канала к оси канала ствола.

Если необходимо задать давление в периоде последействия в виде аналитической зависимости, то можно воспользоваться аппроксимирующей зависимостью [35, 40]:

$$p = p_д e^{-t/b},$$

где $b = (\beta - 0{,}5)\omega v_0 / g p_д S$; β — коэффициент полного действия массы газов на ствол.

При определении давления на дно канала $p_{кн}$ при известном среднем баллистическом давлении p можно воспользоваться зависимостями, приведенными в [35].

Силы, действующие в подствольных газоотводных устройствах. Подствольный газовый двигатель служит источником кинетической энергии для подвижных частей автоматики. Он представляет собой цилиндр, в котором размещен поршень, соединенный со штоком. В полость цилиндра двигателя газ отводится из канала ствола через газоотводные отверстия в его стенке.

Из уравнения движения подвижных частей автоматики при подвижной ствольной коробке получим

$$\ddot{x}_п = \frac{P_{пр} - \dot{x}_п^2 M_\Sigma - M_\eta \ddot{x}_к}{M_{пр}}.$$

Система уравнений, описывающая процесс в цилиндре газоотводного двигателя и основанная на основных уравнениях газовой динамики, может быть приведена к виду, удобному для использования в расчетах

$$\left.\begin{aligned} &\dot{\omega}_ц = (G_ц - G_{ц.з})\xi_i; \\ &\dot{W}_ц = S_п \dot{x}_п; \qquad W_ц(0) = W_{ц0}; \\ &\dot{p}_ц = \frac{1}{W_ц}\left[kG_ц RT - kG_{ц.з}RT_ц - K_{т.ц}p_ц - kp_ц \dot{W}_ц\right]\xi_i. \end{aligned}\right\} \qquad (2.27)$$

В приведенной системе уравнений

$$K_{т.ц} = \frac{(k-1)A v_1 \sigma_т}{R}(F_{о.ц} + \pi d_ц x_п); \quad W_ц = W_{о.ц} + S_п x_п;$$

$G_ц$ — приход газов в цилиндр; $G_{ц.з}$ — расход газов через зазоры; $F_{о.ц}$ — начальная поверхность охлаждения цилиндра; $T_ц = p_ц W_ц / \omega_т R$ — температура газов в цилиндре.

Совместное решение систем уравнений (2.25) и (2.27) определяет характеристики процесса в баллистическом и газоотводном двигателях. Однако практика показывает, что в большинстве случаев эти задачи можно разделить и решать системы (2.25) и (2.27) независимо друг от друга. Более того, при проектировании, прикидочных расчетах и выборе вариантов удобнее пользоваться приближенными методами.

В работе [31] дан метод расчета упрощенной системы уравнений. Более приближенные методы основываются на значительном упрощении системы (2.26). Если в уравнении для $\ddot{x}_п$, учитывая кратко-

временность процесса и сравнительную малость некоторых сил, принять $M_{пр}=\text{const}$, $M_{\Sigma}=0$ и $P_{пр}=0$, то

$$\ddot{x}_{п}=\frac{p_{ц}S_{п}}{M_{пр}}.$$

Вместо системы (2.27) выбирается аппроксимирующая зависимость, основанная на экспериментально установленном факте [9] о пропорциональности импульсов подведенного к газоотводному двигателю и полученному в нем. Определение коэффициентов пропорциональности приведено в [11, 17, 31]. После определения импульса газоотводного устройства, приняв для $p_{ц}=p_{ц}(t)$ какую-либо аппроксимирующую зависимость, можно проводить расчеты движения штока. Достаточно хорошие результаты дают зависимости вида

$$p_{ц}=p_{m}(za^{1-z})^{n},$$

где $z=t/t_{m}$ — относительное время; a и n выбираются таким образом, чтобы были согласованы значения импульсов t_{m} и p_{m}. В настоящее время получили некоторое распространение газовые противооткатные устройства (газовые накатки, буфера и т. п.).

По аналогии с системой уравнений (2.27) и с учетом особенностей работа таких устройств при заполнении описывается системой уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&\dot{\omega}_{l}=(G_{пр\,l}-G_{р\,l})\xi_{l};\\
&\dot{W}_{l}=\pm S_{п\,l}\dot{x}_{п\,l};\quad W_{i}(0)=W_{0i};\\
&\dot{p}_{l}=\frac{1}{W_{l}}(kRT_{1}G_{пр\,l}-kRT_{i}G_{р\,i}-K_{т}p_{l}+kS_{п\,l}\dot{x}_{п\,l})\xi_{i}.
\end{aligned}\right\}\qquad(2.28)$$

Перемещения поршня устройства и его скорость определяются зависимостями

$$\dot{V}_{i}=\frac{1}{M_{пр\,i}}(pS_{п\,l}-p_{\Sigma}-V^{2}M_{\Sigma}-M_{т}\ddot{x}_{к})\xi_{ml}.$$

$$\dot{x}_{п\,l}=V_{i}.$$

Величина ξ_{mi} определяется участком работы устройства. Начальные условия определяются характером включения в работу (плавным или ударным). $G_{пр\,i}$ — приход газов из ствола в цилиндр соответствующего устройства, $G_{р\,i}$ — расход газов из этого устройства через зазоры и отверстия для сброса.

Для определения температуры на входе в цилиндр можно использовать зависимость

$$T_{1}=\xi_{т}T_{t}+(1-\xi_{т})T.$$

Если газовод короткий и тепловые потери не учитываются, то $\xi_т=0$. При необходимости учета теплопотерь в длинном газоводе $\xi_т=1$. Здесь T — температура газов в канале ствола, а

$$T_t=T_н+(T-T_н)e^{-B_t t};$$

где $T_н$ — начальная температура стенки устройства; B_t — параметр показательного закона [40].

Силы, возникающие в надульных газоотводных устройствах. В современном автоматическом оружии достаточно широкое распространение получили различного рода надульные газоотводные устройства: дульные тормоза, усилители отдачи, компенсаторы, локализаторы и т. п. Теория работы надульных устройств наиболее полно разработана в трудах Б. В. Орлова [35, 40, 45]. Рассмотрим основные характеристики надульных газоотводных устройств, влияющих на работу автоматики, и движение корпуса пушки на амортизаторах. Работа таких устройств определяется параметрами состояния пороховых газов на входе в надульное устройство (периодом последействия) и его конструкцией. Основной характеристикой надульного устройства является конструктивно-импульсная характеристика α. Если на входе в устройство реакции потока R, а горизонтальная составляющая реакции потока на выходе из каналов газоотводного устройства $R_н$, то $\alpha=R_н/R$.

При этом надульные устройства, увеличивающие реакцию потока ($\alpha>1$), называют усилителями (ускорителями) отдачи. Надульные устройства, уменьшающие реакцию потока ($\alpha<1$), называют дульными тормозами. При отсутствии надульного устройства $\alpha=1$.

Реальные значения параметра α находятся в пределах:

$1<\alpha<\frac{k}{\sqrt{k^2-1}}$ — для реактивных газовых ускорителей;

$1>\alpha>-\frac{k}{\sqrt{k^2-1}}$ — для газовых тормозов.

Конструктивно-импульсная (геометрическая) характеристика надульного устройства зависит только от размеров и формы надульного устройства. Необходимо отметить, что надульное устройство практически не меняет давления на дно канала и время периода последействия. Его влияние на подвижные части автоматики определяется реакцией, создаваемой надульным устройством. Известно, что импульс силы давления пороховых газов на дно канала ствола до момента вылета снаряда

$$I_д=\frac{q+0{,}5\omega}{g}v_д.$$

Импульс, действующий на откатные части в периоде последействия, численно равен приращению количества движения за время этого периода

$$\Delta I=I_н-I_д=(\alpha\beta-0{,}5)\frac{\omega v_д}{g}.$$

Относительная энергетическая характеристика надульного устройства

$$\Delta\overline{E}=\frac{E_{\text{н}}-E}{E}=\frac{Q_{\text{о}}}{Q_{\text{о.н}}}\left(\frac{1+\alpha\text{Э}}{1+\text{Э}}\right)^2-1,$$

где $E=\frac{Q_{\text{о}}V_m^2}{2}$; $E_{\text{н}}=\frac{Q_{\text{о.н}}V_{m\text{н}}^2}{2}$; $\text{Э}=\frac{\beta\omega}{q}$;

$$V_m=\frac{q+\beta\omega}{Q_{\text{о}}}v_{\text{д}};\quad V_{m\text{н}}=\frac{q+\alpha\beta\omega}{Q_{\text{о.н}}}v_{\text{д}},$$

$Q_{\text{о}}$ — вес откатных частей; $Q_{\text{о.н}}$ — вес откатных частей с надульным устройством.

Относительная импульсная характеристика надульного устройства

$$\Delta\overline{I}=\frac{I_{\text{н}}-I}{I}=(\alpha-1)\frac{\text{Э}}{1+\text{Э}}.$$

Связь между характеристиками $\overline{\Delta E}$ и $\overline{\Delta I}$ определяется зависимостью

$$\overline{\Delta I}=\sqrt{\frac{Q_{\text{о.н}}}{Q_{\text{о}}}(1+\Delta\overline{E})}.$$

Конструктивная характеристика с $\overline{\Delta I}$ и $\overline{\Delta E}$ связана зависимостями

$$\alpha=\sqrt{\frac{Q_{\text{о.н}}}{Q_{\text{о}}}(1+\Delta\overline{E})}\left(1+\frac{1}{\text{Э}}\right)-\frac{1}{\text{Э}};$$

$$\alpha=1+\left(1+\frac{1}{\text{Э}}\right)\overline{\Delta I},$$

Практически можно принимать $Q_{\text{о}}\approx Q_{\text{о.н}}$ и $Q_{\text{о}}/Q_{\text{о.н}}\cong 1$.

Сила сопротивления патронной ленты. В современном скорострельном автоматическом оружии используется преимущественно ленточная подача патронов. Для определения усилий в ленте $P_{\text{л}}$, от которых зависит ее прочность, и усилий на толкателе каретки подачи $P_{\text{т}}$ необходимо исследовать ее динамику. Реальная модель ленты с учетом зазоров и сил сопротивления, действующих на звенья, очень сложна для исследования.

Наиболее простой схемой, но дающей достаточно точные для практических расчетов результаты, является схема, в которой масса патронов и звеньев принимается равномерно распределенной. Таким образом лента рассматривается как упругая нить с равномерно распределенной массой, работающая на растяжение. Рассмотрим случай горизонтального расположения ленты. Влияние составляющей веса ленты можно учесть добавлением к найденному усилию проекции веса части ленты, расположенной ниже данного сечения.

Если l — длина ленты; x — рассматриваемое от свободного конца сечение; u — перемещение рассматриваемого сечения, то уравнение движения сечения ленты имеет вид

$$m\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=k_л s^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \qquad (2.29)$$

где m — масса элемента (патрона со звеном); s — шаг ленты; $k_л$ — жесткость звена ленты.

Решение уравнения (2.29) имеет вид [41]

$$u=\varphi\left(t-\frac{l-x}{s\omega}\right) \qquad (2.30)$$

при $$\frac{l-x}{s\omega}\leqslant t\leqslant\frac{l+x}{s\omega} \text{ и } \omega=\sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Формула (2.30) применима, если подача заканчивается до прихода отраженной волны к ведомому концу ленты, т. е. при

$$t_п\leqslant\frac{2l}{s\omega} \text{ или } l\geqslant\frac{st_п}{2}\sqrt{\frac{k_л}{m}},$$

где $t_п$ — время подачи.

Для современного автоматического оружия эти условия почти всегда выполняются. Из зависимости (2.30)

$$\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{s\omega}\frac{\partial u}{\partial t}.$$

При принятой модели усилие

$$P_т=P_л=k_л s\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{k_л}{\omega}\frac{\partial u}{\partial t}$$

и окончательно

$$P_т=P_л=\sqrt{k_л m}\,\dot{x}_т, \qquad (2.31)$$

где $\dot{x}_т$ — скорость ведомого конца ленты.

Из формулы (2.31) усилие, которое описывается функцией $\dot{x}_т$ и $k_л$, определяется для всех сечений ленты.

Сечения ленты повторяют движение ведомого конца ленты и усилия изменяются так же, как на ведомом конце ленты ($x=l$) с отставанием по времени на величину $\frac{l-x}{s\omega}$.

Учитывая вес свисающей части ленты, получим для ведомого конца

$$P_т=P_л=\dot{x}_т\sqrt{k_л m}+mgn\sin\theta, \qquad (2.32)$$

где n — число патронов в наклонной части ленты; θ — угол наклона подводящего рукава к горизонту.

Для учета потерь на различные сопротивления в уравнение движения введем коэффициент τ, определяемый опытным путем. При этом уравнение движения ленты будет

$$m\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=k_л s^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}-2\tau m\frac{\partial u}{\partial t}.$$

Решение этого уравнения с учетом веса свешивающейся части ленты приводится к виду

$$P_л=\sqrt{k_л m}\,(\dot{x}_л+\tau x_л)+mgn\sin\theta. \qquad (2.33)$$

Анализ формулы (2.33) показывает, что на ведомом конце ленты усилие $P_л=P_т$. В сечениях ленты по мере удаления от ведомого конца усилия убывают, что имеет место на практике. Формулы (2.32) и (2.33) получены при идеализированной схеме ленты. Более точно действительности соответствует схема, в которой сосредоточенные массы звена и патрона m соединены невесомыми упругими звеньями, имеющими жесткость $k_л$. Допустим, что ось жесткости совпадает с линией центра масс, и так как лента натянута собственным весом, примем, что звенья соединены без зазора.

Пусть на каждое звено и патрон действует сила трения. Примем, что действие силы трения эквивалентно приложению к звену внешней постоянной силы $F_i\operatorname{sign}\dot{x}_i=-f_i mg\operatorname{sign}\dot{x}_i$.

Уравнения движения звеньев

$$\left.\begin{aligned} &m\ddot{x}_1=P_1-k_л(x_1-x_2);\\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\\ &m\ddot{x}_i=P_i+k_л(x_{i-1}-x_i)-k_л(x_i-x_{i+1}), \end{aligned}\right\} \qquad (2.34)$$

где $P_1=P_т-F_1\operatorname{sign}\dot{x}_1$ и $P_i=-F_i\operatorname{sign}\dot{x}_i\,(i=1,\ldots,n)$.

Уравнение для свободных колебаний системы получим, приняв $P_1,\ldots,P_i=0$.

Решение этой системы отыскивается в виде

$$x_i=A_i\cos(\omega t+\varepsilon).$$

Подстановка этого решения в систему, описывающую свободные колебания, дает уравнения вида

$$-m_i\omega^2 A_i=k_л(A_{i-1}-A_i)-k_л(A_i-A_{i+1}). \qquad (2.35)$$

Из определителя уравнений частот $D(\omega_s^2)=0$ можно найти частоты ω_s, где $s=1, 2,\ldots,(n-1)$ — тоны частот.

Подстановка полученных значений ω_s в систему (2.35) позволяет определить коэффициенты формы колебаний

$$\varkappa_{is}=A_{is}/A_{ns},$$

где A — амплитуды колебаний.

Решение системы (2.34) при действии сил P_i и начальных условий $t(0)=0$, $x(0)=0$, $\dot{x}(0)=0$ имеет вид [26]

$$x_i=\sum_{s=1}^{n-1}\frac{\varkappa_{is}}{\omega_s m\sum_{i=1}^{n}\varkappa_{is}^2}\int_0^t\sum_{i=1}^{n}\varkappa_{is}P_i(\xi)\sin\omega_s(t-\xi)\,d\xi,$$

где ξ — постоянная интегрирования.

Если $P_т(\xi)=x_т(\xi)k_л=\dot{x}_т\xi k_л$ и $P_i=-F_i\operatorname{sign}\dot{x}_i$, то после интегрирования получаем

$$x_i=\dot{x}_т\sum_{s=1}^{n-1}\frac{\omega_0^2\varkappa_{is}}{\omega_s^3\sum_{i=1}^{n}\varkappa_{is}^2}(\omega_s t-\sin\omega_s t)-$$

$$-\sum_{s=1}^{n-1}\frac{\varkappa_{is}}{m\omega_s^2}\sum_{i=1}^{n}\frac{F_i\operatorname{sign}\dot{x}_i}{\varkappa_{is}^2}(1-\cos\omega_s t), \qquad (2.36)$$

где $\omega_0^2=k_л/m$.

Усилие, действующее на толкатель каретки,

$$P_т=k_л(x_0-x_1).$$

Усилие, действующее в сечении ленты у i-го звена,

$$P_{лi}=k_л(x_i-x_{i+1}),$$

При $F_i=0$ очевидно

$$x_i=\dot{x}_т\sum_{s=1}^{n-1}\frac{\omega_0^2\varkappa_{is}}{\omega_s^3\sum\varkappa_{is}^2}(\omega_s t-\sin\omega_s t). \qquad (2.37)$$

Зависимости (2.36) и (2.37) для своего анализа при $i>3$ требуют очень больших вычислительных работ, и его целесообразно проводить с помощью ЦВМ.

Сравнительный анализ показывает, что значения x_i, подсчитанные по формулам (2.36) и (2.37) для первых звеньев незначительно отличаются друг от друга. В практических расчетах можно пользоваться формулами (2.32) и (2.33), введя в них поправочные коэффициенты $\partial_т$ и $\partial_л$. Для формулы (2.32), записанной без учета свешивающейся части ленты,

$$P_т=\partial_т\sqrt{k_л m}\dot{x}_т \text{ и } P_л=\partial_л\sqrt{k_л m}\dot{x}_т,$$

где $\partial_т\approx 1{,}1$ и $\partial_л\approx 1{,}2$.

При учете сил сопротивления и веса свешивающейся части ленты

$$P_л=\partial_л\sqrt{k_л m}(\dot{x}_т+\tau x_т)+mgn\sin\theta.$$

Для определения $P_т$ необходимо подставить $\partial_т$ вместо $\partial_л$ и принять $\tau=0$.

На рис. 2.5 приведены расчетные значения относительных величин $P_{л\,i}/P_л$ в функции $t\sqrt{k_л/m}$, полученные для большого числа патронов в ленте. Сплошной линией показаны значения без учета сил трения, пунктиром — с учетом сил трения. На рис. 2.6 показаны расчетные значения максимальной величины $P_{т\,max}/P_л = f(t\sqrt{k_л/m})$ при большом количестве патронов в ленте.

Сила сопротивления пружины. В подавляющем большинстве образцов автоматического оружия накат подвижных частей про-

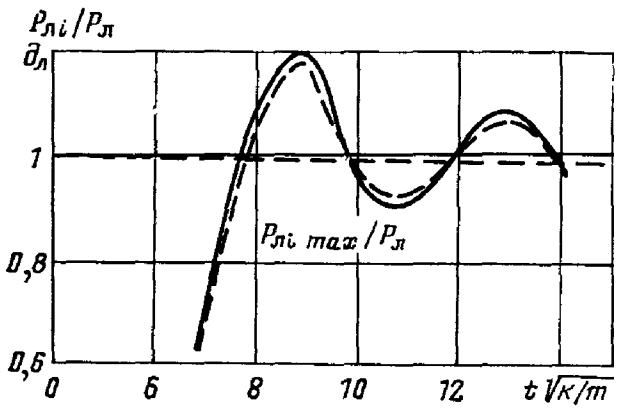

Рис. 2.5. График

$$\frac{P_{л\,i}}{P_л} = f_1\left(t\sqrt{\frac{k_л}{m}}\right)$$

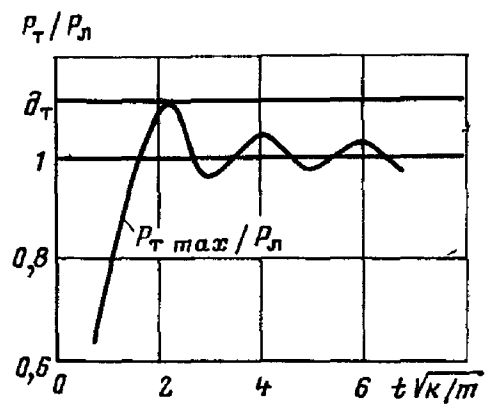

Рис. 2.6. График

$$\frac{P_т}{P_л} = f_2\left(t\sqrt{\frac{k_л}{m}}\right)$$

исходит под действием разжимающейся возвратной пружины, а при откате сжимающаяся пружина противодействует движению. Под действием пружин могут находиться не только основные, но и побочные звенья. В уравнения движения сила упругости пружины входит или как движущая сила или как сила сопротивления. Усилие пружины во многом определяется скоростью нагружения. При скорости деформации $\dot{x} > a$ — скорости распространения волны возмущений — следует учитывать волновой процесс.

Если рассматривать пружину как стержень с равномерно распределенной массой, то скорость распространения волны возмущений можно определить по зависимости

$$a = \sqrt{\frac{G}{\varrho}} = \sqrt{\frac{k}{m}}\, h_0(1-\varepsilon) = a_0(1-\varepsilon),$$

где $G = kh_0$ $(1-\varepsilon)$ — единичная жесткость; $\varrho = m/h_0$ — единичная плотность; $h = h_0(1-\varepsilon)$ — длина пружины; h_0 — длина в свободном состоянии; k — статическая жесткость; ε — относительная деформация.

При сжатии пружины $\varepsilon>0$, а при растяжении $\varepsilon<0$. Время распространения волны возмущений

$$t_в=\frac{h}{a}=\frac{h_0(1-\varepsilon)}{a_0(1-\varepsilon)}=\frac{h_0}{a_0}.$$

Так как $a_0=\omega h_0$, то $t_в=1/\omega=\sqrt{m/k}$.

При $t_д\geqslant t_в$, где $t_д$ — время деформации пружины, можно не учитывать волновых явлений, возникающих в витках пружины и считать, что скорости витков распределяются по длине линейно. В этом случае сила сопротивления пружины определяется по зависимости

$$П=П_0+kx, \tag{2.38}$$

где $П_0$ — усилие предварительного поджатия, x — деформация пружины.

Для большинства пружин современного автоматического оружия $t_д>t_в$, и в практических расчетах можно пользоваться формулой (2.38). При этом пружину обычно считают невесомой, а к массе подвижных частей, перемещающихся под действием пружины, прибавляют $1/3\ m$.

В тех случаях, когда $t_д<t_в$, усилия в пружине следует определять по формуле

$$П=П_0+k_д x=П_0+\partial kx, \tag{2.39}$$

где $k_д$ — коэффициент динамической жесткости, а ∂ — коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности

$$\partial=h_0/a_0 t=1/t\sqrt{m/k}.$$

При $t\longrightarrow 0$ и $x\longrightarrow 0$ зависимость (2.39) примет вид

$$П=П_0+V_0\sqrt{mk}, \tag{2.40}$$

где V_0 — начальная скорость деформации.

При отражении волны деформации в последнем витке возникает дополнительное усилие $\Delta П=V_0\sqrt{mk}$. Поэтому витки у заделки пружин работают в более тяжелых условиях.

Часто при расчетах автоматики встречаются случаи одновременной работы нескольких пружин. При этом можно принимать для параллельно работающих пружин

$$k=\sum_{i=1}^{n} k_i,$$

где k_i — жесткость составляющей пружины; n — число пружин, работающих параллельно.

При последовательном соединении пружин

$$1/k=\sum_{i=1}^{n} 1/k_i.$$

Сила сопротивления гидротормоза. Для поглощения части энергии откатных частей и снижения усилий, передаваемых на установку при выстреле, для автоматических пушек калибра $d \geqslant 37$ (а в некоторых случаях и $d = 25 \ldots 30$ мм) обычно в схему артиллерийской системы включают систему гидравлического тормоза. Сила сопротивления гидравлического тормоза возникает в процессе перетекания рабочей жидкости (обычно веретенного масла или стеола М, иногда керосина) по его полостям и трактам и является результатом действия гидродинамического давления на элементы гидротормоза.

Основой для определения силы сопротивления гидравлического тормоза служит гидродинамический расчет течения жидкости во внутренних полостях рассматриваемого устройства. Такой расчет позволяет определить давления, действующие на различные элементы тормоза, и, следовательно, рассчитать силу сопротивления. Обычно расчет давлений в полостях гидравлического тормоза проводят в квазистационарной постановке для идеальной несжимаемой жидкости. Более строгий расчет позволяет учитывать внутреннее трение и ускорение частиц жидкости. В этом случае обычно получается трехчленная зависимость силы сопротивления тормоза, в которой присутствуют члены, учитывающие ускорение частиц жидкости, внутреннее трение и усилие на сообщение жидкости кинетической энергии.

Однако для практических расчетов используются в настоящее время более простые зависимости.

Величина силы сопротивления зависит от многочисленных факторов, таких как скорость перемещения откатных частей, геометрические размеры внутренних полостей и трактов гидротормоза, их форма, длина отката. параметры и свойства рабочей жидкости, чистота обработки поверхностей гидротормоза, ускорения отдельных элементов тормоза и т. д.

Подбором рабочей жидкости и геометрических размеров полостей гидротормоза можно добиться любого закона изменения силы его сопротивления по длине отката. При проектировании гидротормозов обычно во внимание принимается зависимость силы сопротивления гидротормоза от скорости перемещения откатных частей, плотности рабочей жидкости и геометрических размеров полостей гидротормоза. Влияние же всех остальных параметров приближенно учитывается постоянным эмпирическим коэффициентом — коэффициентом сопротивления гидротормоза K. Его величину выбирают из условия равенства длин отката, полученных экспериментальным и расчетным путем. Естественно, что такой подход к расчету гидротормоза затрудняет процесс проектирования, поскольку величину K приходится определять для каждой вновь спроектированной схемы экспериментальным путем.

Конкретное выражение для силы сопротивления гидротормоза зависит от его схемы.

Для простейших схем величина силы сопротивления может быть определена из соотношения

$$\Phi = K_1 F_0 [(F_0/\varepsilon F_x)^2 + 1] g V_0^2/2, \qquad (2.41)$$

где K_1 — коэффициент согласования с опытом, принимающий значения 1,1 ... 1,25; F_0 — рабочая площадь гидротормоза; ε — коэффициент сжатия струи; F_x — суммарная площадь отверстия истечения в гидротормозе, в общем случае зависящая от координаты; ϱ — массовая плотность рабочей жидкости; V_0 — скорость отката подвижных частей.

В принятых на практике методах проектирования иногда вместо коэффициента K_1 вводят коэффициент сопротивления гидротормоза K. Эти коэффициенты связаны соотношением

$$K = K_1/\varepsilon^2.$$

Зависимость (2.41) получена из уравнений сохранения механической энергии и вещества, записанных для полостей гидротормоза. Коэффициент сжатия струи ε, входящий в выражение (2.41) для силы Ф, определяется системой трех уравнений, в которую кроме названных выше входит уравнение сохранения импульса. Решение этой системы приводит к следующему соотношению для коэффициента сжатия струи [40]:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \sqrt{1 - (F_x/F_0)^2}}.$$

При проектировочных расчетах обычно из условий устойчивости и неподвижности установки задают закон изменения силы сопротивления гидротормоза в функции пути отката и определяют потребный закон изменения площади отверстий истечения.

Сила сопротивления гильзы. В ряде случаев при расчете автоматики необходимо учитывать сопротивление гильзы при экстракции (см. гл. 5).

Силы трения. Весьма сложной и важной проблемой динамики автоматического оружия является учет сил трения.

Сила трения качения $F_к$ определяется произведением нормальной силы N на коэффициент трения качения (плечо) μ, отнесенный к радиусу катящегося тела $D/2$. Таким образом $F_к = \frac{2\mu}{D} N$. Однако трение качения в механизмах автоматического оружия встречается редко. Преимущественно приходится иметь дело с **трением скольжения.** Величина силы трения скольжения $F_с$ характеризуется коэффициентом трения f, который зависит от свойств материалов, скорости движения, удельного давления, качества поверхности, температуры, смазки и других факторов. Он представляет собой отношение силы, способной перемещать тело, скользящее по другому с постоянной скоростью, к нормальной силе прижатия трущихся поверхностей.

Экспериментально установлено, что сила трения скольжения в зависимости от нормального давления может быть определена по формуле

$$F_c=(\varphi_1/q+\psi_1)N=fN,$$

где q — удельное давление; φ_1 и ψ_1 — опытные коэффициенты; $f=$ $=\mathrm{var}$ — коэффициент трения.

Кроме того, экспериментально установлено влияние на f относительной скорости трущихся поверхностей $\dot{\varepsilon}$, которое может быть учтено в соответствии с зависимостью

$$f=f_0\frac{1+\varphi_2\dot{\varepsilon}}{1+\psi_2\dot{\varepsilon}},$$

где $f_0>f$ — коэффициент трения покоя, а φ_2 и $\psi_2>\varphi_2$ — опытные коэффициенты.

Уже отмечалось, что F_c направлена в сторону, противоположную движению, и зависит от знака $\dot{\varepsilon}$, т. е.

$$F_c=fN\operatorname{sign}\dot{\varepsilon}.$$

Введение переменного значения f вызывает трудности при расчетах. Поэтому при расчете движения автоматического оружия (определение реакций, вычислении КПД связи и т. п.) принимают f средним значением. Вполне удовлетворительные результаты расчетов получаются, если принимать значение $f=0{,}10\ldots0{,}15$ для чистых, слегка смазанных стальных поверхностей. При загрязнении трущихся поверхностей величина коэффициента трения может быть $f\geqslant 0{,}2$. При трении бронзы или латуни по стали (поверхности чистые) $f\approx 0{,}07$. При ударе тел с чистыми поверхностями без смятия можно принимать $f_у=0{,}20\ldots0{,}25$. При вибрациях также следует принимать повышенные значения $f_{вибр}\approx(1{,}5\ldots2)f$.

Анализ сил, действующих как на основное звено, так и на другие звенья автоматики, показывает, что они являются функциями различных параметров движения. Учитывая, что силы, действующие на побочные звенья, зависят от $v=v(x)$ и $\eta=\eta(x)$, можно записать, что

$$P_{пр}=P(t)+\Pi(x)+P_л(x,V)+\Phi(V^2)+R_г(x,t)+\ldots$$

Таким образом, в правой части уравнения движения автоматики в общем случае будет стоять величина

$$P_{пр}=P_{пр}(x,t,V).$$

ГЛАВА 3

АНАЛИЗ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ И МЕТОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

Для решения систем уравнений движения автоматики, как при $v=\text{const}$, так и при $v=\text{var}$ необходимо определить некоторые исходные данные. Помимо сил, действующих на детали механизма, в первую очередь нужно знать значение приведенной массы и приведенной силы на всех участках движения механизма. Для определения $M_{\text{пр}}$, M_{Σ}, $P_{\text{пр}}$ и т. п. нужно знать значения передаточных чисел и КПД связи. Рассмотрим вначале методы определения передаточных чисел связи. Очевидно, определить передаточное число связи можно, зная отношение между перемещениями или скоростями соответствующих звеньев. В ряде случаев передаточные числа связи определяют аналитически, что для сохранения точности предпочтительнее. В тех случаях, когда аналитическое определение v затруднительно, можно воспользоваться графическими или численными методами.

Рассмотрим кулачковый механизм, очень часто встречающийся в автоматическом оружии (рис. 3.1). Очевидно, что $v=dy/dx=\operatorname{tg}\alpha$ при заданном профиле кулачкового паза.

Рассмотрим простейший рычажно-кулачковый механизм (рис. 3.2). Очевидно, при $\alpha=\beta=90°$ $v=dy/dx=b/a$. Меняя углы α и β, можно изменить величину v, а взяв α и β переменными, можно получить соответствующий закон изменения передаточного числа связи v. При $\alpha\neq 90°$ и $\beta=90°$ $v=dy/dx=b/a\ \operatorname{tg}\alpha$.

В этом случае изменение v также определяется законом изменения α.

В сложных механизмах при большом числе звеньев аналитическое определение передаточных чисел связи становится затруднительным и подчас требует длительной кропотливой работы. В этих случаях, учитывая, что $v_i=dx_i/dx=V_i/V$ и $\varkappa_j=d\varphi_j/dx=\omega_j/V_x$, передаточные числа связи можно определить построением планов механизма или полюсных планов скоростей для ряда положений механизма.

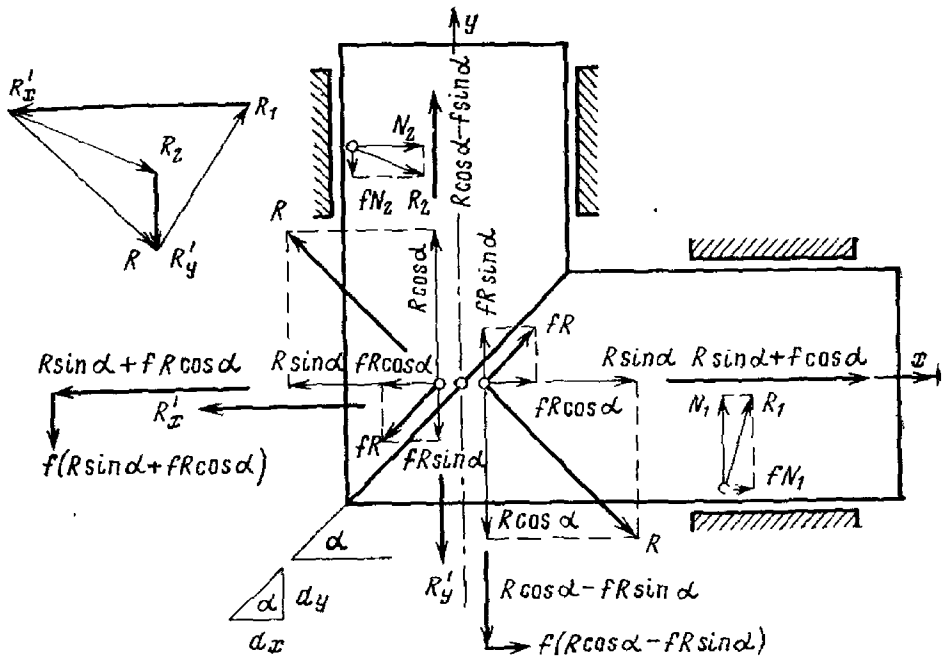

Рис. 3.1. Реакции связи для кулачкового механизма с поступательным движением звеньев

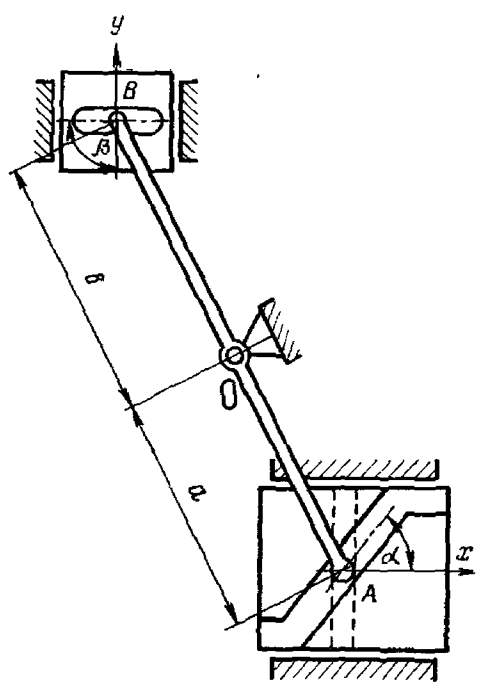

Рис. 3.2. Рычажно-кулачковый механизм

Планом механизма называют графическое изображение в данный момент взаимного расположения звеньев. При построении в соответствующем масштабе можно определить Δx_i и $\Delta\varphi_j$, соответствующее выбранному Δx. Это дает возможность определить

$$\nu_i = \Delta x_i/\Delta x \text{ и } \varkappa_j = \Delta\varphi_j/\Delta x.$$

Несколько точнее можно определить ν_i и $\varkappa_j$ при построении полюсных планов скоростей для ряда положений механизма. Величины ν_i или $\varkappa_j$ зависят от соотношения скоростей рассматриваемых звеньев. Поэтому при построении планов скоростей величина скорости основного звена, которую мы до расчета еще не знаем, не имеет значения. При построении ее можно выбрать в любом удобном масштабе. Полюсным планом скоростей называют векторное изображение скоростей, построенное для данного положения механизма. Лучи этих пучков соответствуют абсолютным скоростям, относительным скоростям соответствуют отрезки, соединяющие концы лучей.

Перейдем к определению КПД связей. Для вычисления КПД связи необходимо знать величину передаточных чисел связи ν_i и $\varkappa_j$, а также отношение проекций соответствующих реакций связи на направления движения исследуемых звеньев. Во многих случаях это можно сделать аналитически. Рассмотрим аналитическое определение КПД связи на примере кулачкового механизма (см. рис. 3.1).

На рисунке показаны все реакции связей, действующих на звенья, перемещающиеся по направлению x и y, включая реакции от сил трения на кулачковой связи fR и на направляющих $fR(\sin\alpha + f\cos\alpha)$ и $fR(\cos\alpha - f\sin\alpha)$.

Напишем сумму проекций реакций, действующих на основное звено, на направление движения этого звена — ось x:

$$\sum R'_x = R\sin\alpha + fR\cos\alpha + f(R\cos\alpha - fR\sin\alpha) =$$

$$= R[\sin\alpha(1-f^2) + 2f\cos\alpha].$$

Пренебрегая величиной f^2 по сравнению с единицей, получим

$$\sum R'_x = R(\sin\alpha + 2f\cos\alpha).$$

Сумма проекций реакций связи на второе звено на направление движения этого звена — ось y будет

$$\sum R'_y = R\cos\alpha - fR\sin\alpha - f(R\sin\alpha + fR\cos\alpha) =$$

$$= R[\cos\alpha(1-f^2) - 2f\sin\alpha].$$

Пренебрегая величиной f^2 по сравнению с единицей, получим

$$\sum R'_y = R(\cos\alpha - 2f\sin\alpha).$$

Так как $\eta=\frac{\sum R'_y}{\sum R'_x}\nu$ и учитывая, что для рассматриваемого механизма $\nu=\operatorname{tg}\alpha$, получим

$$\eta=\frac{\cos\alpha-2f\sin\alpha}{\sin\alpha+2f\cos\alpha}\operatorname{tg}\alpha.$$

Разделим числитель и знаменатель на $\cos\alpha$. Тогда

$$\eta=\frac{1-2f\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha+2f}\operatorname{tg}\alpha. \qquad (3.1)$$

Если не пренебрегать величиной f^2, то получим формулу

$$\eta=\frac{1-f^2-2f\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha(1-f^2)+2f}\operatorname{tg}\alpha.$$

Сравнительные расчеты показывают, что для различных значений f и при различных углах наклона кулачкового паза ошибка от пренебрежения величиной f^2 не превосходит 1%.

Введя в формулу (3.1) значения угла трения $\varrho=\operatorname{arctg} f$, преобразуем формулу к виду, приняв $\operatorname{tg} 2\varrho\approx 2f$,

$$\eta=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+2\varrho)}.$$

Анализ формулы показывает, что на величину КПД связи оказывает существенное влияние значение коэффициента трения f. Известно, что сам коэффициент трения f зависит от ряда факторов: материала, наличия смазки, качества трущихся поверхностей, температуры, удельного давления, относительной скорости скольжения и т. п. Учет многих факторов вначале расчета автоматики затруднителен, и поэтому целесообразно принимать коэффициент трения средним значением. Сравнительная оценка расчетов с экспериментом показывает, что вполне удовлетворительные результаты получаются, если для чистых, слегка смазанных деталей принимать величину $f=0{,}1\ldots0{,}15$.

Рассмотрим аналитическое определение КПД связи для рычажного механизма, приведенного на рис. 3.3. Выберем за основное то звено, которое имеет перемещение вдоль оси x_1. Направление движения приводимого звена обозначим x_2. На рис. 3.3 показаны реакции связи с учетом сил трения на связях fR_1 и fR_2, а также на направляющих для звеньев $fR_1(\cos\varphi-f\sin\varphi)$ и $fR_2(\cos\varphi+f\sin\varphi)$. Величина КПД связи определится выражением $\eta=\frac{R'_{x2}}{R'_{x1}}\nu$.

Для рассматриваемого механизма $\nu=b/a$.

Проекция всех реакций, действующих на основное звено, на направление $R'_{x1}=R_1\sin\varphi+fR_1\cos\varphi+f(R_1\cos\varphi+fR_1\sin\varphi)$, где φ — угол поворота рычага, или $R'_{x1}=R_1[\sin\varphi(1-f^2)+2f\cos\varphi]$.

Проекция реакций связи, действующих на второе звено, на направление x_2

$$R'_{x2}=R_2\sin\varphi-fR_2\cos\varphi-f(R_2\cos\varphi-fR_2\sin\varphi),$$

или

$$R'_{x2}=R_2[\sin\varphi(1-f^2)-2f\cos\varphi].$$

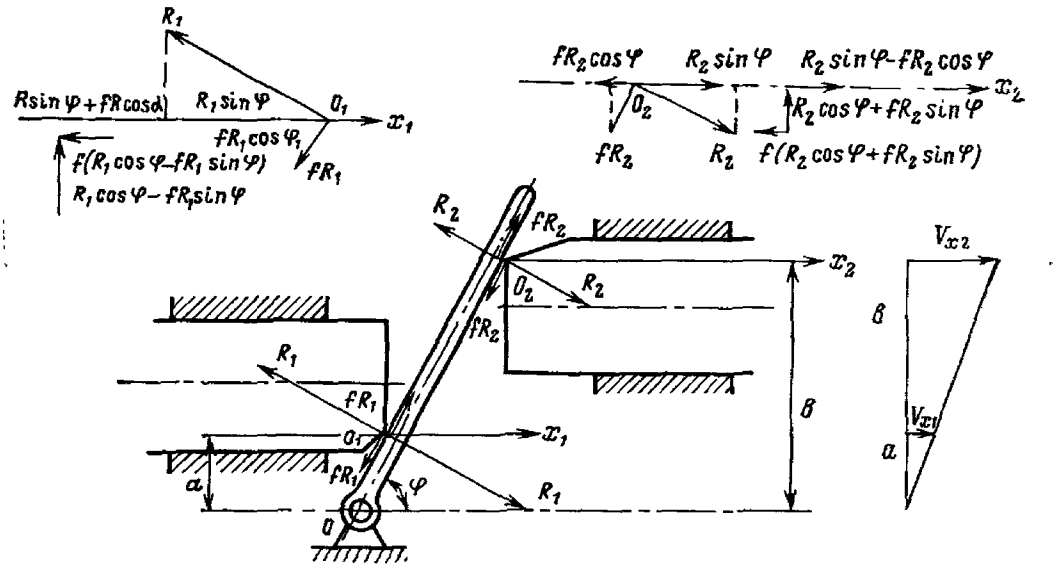

Рис. 3.3. Реакции связи для рычажного механизма

Пренебрегая величиной f^2 по сравнению с единицей и учитывая, что $R_1=R_2\frac{b}{a}$, получим

$$\eta=\frac{(\sin\varphi-2f\cos\varphi)}{(\sin\varphi+2f\cos\varphi)}.$$

Разделим числитель и знаменатель на sin φ и получим

$$\eta=\frac{1-2f\operatorname{ctg}\varphi}{1+2f\operatorname{ctg}\varphi}.$$

При выводе формул для η мы не учитывали перекоса, который может происходить при движении в направляющих. Такой перекос в некоторых случаях может сильно изменить величину КПД связи. Наличие перекоса можно учесть введением приведенного коэффициента трения f^* на направляющих.

В тех случаях, когда при аналитическом определении КПД связи возникают трудности, можно воспользоваться графическим методом определения усилий на связях.

Строится, как и при графическом определении передаточных чисел, ряд положений механизма. Для сложного механизма можно сделать в большом масштабе плоский макет и, перемещая основное звено, наметить соответствующие положения всех других звеньев. Для каждого положения определяют передаточные числа связи и строят веревочный многоугольник сил. Величина КПД свя-

зи определяется отношением реакций. Поэтому реакция от основного звена берется в любом удобном масштабе. Для каждого положения находят отношение реакции для основного и рассматриваемого звеньев R_i'/R_x' и умножают на v_i.

После нахождения для механизма передаточных чисел связи и КПД связи можно определить приведенную массу основного звена механизма.

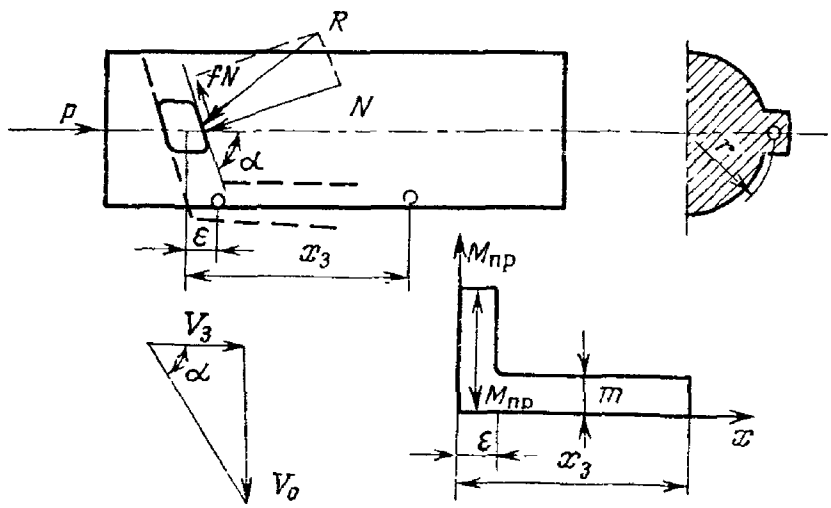

Рис. 3.4. Схема полусвободного затвора с боевыми выступами

В ряде случаев приведенную массу механизма можно подсчитать по аналитическим зависимостям. Рассмотрим пример аналитического определения приведенной массы.

На рис. 3.4 изображена схема полусвободного затвора с поворотом, приведенная масса которого $M_{пр}=m+\frac{\varkappa^2}{\eta}I$, где m — масса затвора; I — момент инерции относительно продольной оси.

Передаточное число связи: $\varkappa=\omega/V_з=V_0/rV_з=\operatorname{tg}\alpha/r$. КПД связи $\eta=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+2\varrho)}=\frac{1-2f\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha+2f}\operatorname{tg}\alpha$ легко может быть найден как КПД наклонной плоскости.

Момент инерции затвора $I=C_1mr^2$, где $C_1=(r_{ср}/r)^2$; $r_{ср}$ — средний радиус инерции остова затвора.

Выражение для приведенной массы

$$M'_{пр}=m\left(1+C_1\operatorname{tg}\alpha\frac{f+\operatorname{tg}\alpha}{1-f\operatorname{tg}\alpha}\right).$$

Если на участке ε угол $\alpha=\text{const}$, то график приведенной массы имеет вид, изображенный на рис. 3.4.

Для определения величины $M_з=M_з(x)$ необходимо определить величину $v_i'=dv_i/dx$. Для ручного счета эту величину можно определить при численном или графическом дифференцировании

функции $v_i = v_i(x)$. При численном дифференцировании можно использовать формулу, основанную на первой интерполяционной формуле Ньютона:

$$v_i' = \frac{1}{\Delta x}\left(\Delta v_{ij} - \frac{1}{2}\Delta^2 v_{ij} + \frac{1}{3}\Delta^3 v_{ij} - \frac{1}{4}\Delta^4 v_{ij} + \ldots\right),$$

где Δx — шаг дифференцирования и конечные разности определяются зависимостями $\Delta v_{ij} = v_{i(j+1)} - v_{ij}$; $\Delta^2 v_{ij} = \Delta v_{i(j+1)} - \Delta v_{ij}$ и т. д. Если $v = v(x)$ задана в виде графика, можно использовать метод графического дифференцирования.

В дальнейшем на ряде примеров рассмотрим определение v и η для различных механизмов.

3.2. АНАЛИЗ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

Движение автоматики в общем виде на участках безударной работы описывается системой уравнений (2.18), частными случаями которой являются уравнения (2.24), (2.12), (2.13) и (2.14). Одно из уравнений движения основного звена при неподвижном кожухе имеет вид

$$M_{\text{пр}}\dot{V} + V^2 M_{\Sigma} = P_{\text{пр}} \tag{3.2}$$

или

$$(V^2)' = \frac{2(P_{\text{пр}} - V^2 M_{\Sigma})}{M_{\text{пр}}}.$$

Иногда применяется другая форма записи уравнений движения, использование которой связано с возможностью получения ошибок при расчете. В уравнении (3.2)

$$M_{\text{пр}} = m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i^2}{\eta_i} m_i; \quad M_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i v_i'.$$

Если взять производную по x от выражения для приведенной массы $M_{\text{пр}}$ при условии вынесения η_i средним значением за знак производной, то

$$\left(m_0 + \sum \frac{v_i^2}{\eta_i} m_i\right)' = 2 \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i v_i'.$$

Таким образом $(M_{\text{пр}})' \approx 2M_{\Sigma}$.

Исходное уравнение при этом можно записать как

$$\frac{M_{\text{пр}}(V^2)' - V^2 (M_{\text{пр}})'}{2} = P_{\text{пр}},$$

или

$$\left(\frac{M_{\text{пр}} V^2}{2}\right)' = P_{\text{пр}}.$$

Уравнение движения тогда будет

$$M_{\text{пр}}\dot{V} + \frac{1}{2} V^2 (M_{\text{пр}})' = P_{\text{пр}}. \tag{3.3}$$

При использовании для расчетов уравнения (3.3), если известна функция $M_{пр}=M_{пр}(x)$, нельзя значения $(M_{пр})'$ определять путем непосредственного дифференцирования формулы или графика $M_{пр}=M_{пр}(x)$. Величину $(M_{пр})'$ необходимо вычислять по формуле

$$(M_{пр})'=2M_{\Sigma}=2\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}m_i v_i'.$$

В эту формулу подставляются истинные значения η_i, соответствующие рассматриваемому значению x в соответствии с известной функцией $\eta_i=\eta_i(x)$.

В формулу (2.75) можно также подставить значение $(M_{пр\,ср})'$, полученное дифференцированием выражения $\left(m_0+\sum\frac{v_i^2}{\eta_{ср\,i}}m_i\right)'$. При этом величину $\eta_{i\,ср}$ нужно определять из условия

$$\left(m_0+\sum\frac{v_i^2}{\eta_{i\,ср}}m_i\right)'=2\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}m_i v_i'.$$

При определении $\eta_{ср\,i}$ для приведения побочного i-го звена получим

$$\left(\frac{v_i^2}{\eta_{ср\,i}}\right)'=2\frac{v_i}{\eta_i}v_i',$$

откуда для определения $\eta_{ср\,i}$ будем иметь дифференциальное уравнение

$$\eta_{ср\,i}'+A(x)\,\eta_{ср\,i}^2-B(x)\,\eta_{ср.i}=0,$$

где $$A(x)=(v_i^2)'/v_i^2\eta_i;\ B(x)=(v_i^2)'/v_i^2.$$

Обычно полученное дифференциальное уравнение приходится решать численно. Если исходное условие привести к виду $v_i^2/x\eta_{ср\,i}=\int[(v_i^2)'/\eta_i]\,dx$ и принять $(x\eta_{ср\,i})'\approx\eta_i$, то получим $(\eta_{ср\,i})'=$

$$=\Delta\eta_{ср\,i}/\Delta x=\frac{1}{x}(\eta_i-\eta_{ср\,i}).$$

Это выражение позволяет при известном $\eta_i=\eta_i(x)$ графически определить $\eta_{ср\,i}=\eta_{ср\,i}(x)$ (рис. 3.5). Таким образом, рассматривая среднее значение КПД постоянным на рассматриваемом интервале перемещения основного звена

$$\eta_{ср\,n}=\frac{1}{x_n-x_0}\int_{x_0}^{x_n}\eta_j(x)\,dx$$

и полагая $x_n = n\Delta x$, по формуле площади трапеции получим

$$\eta_{cp\,n} = \frac{1}{n}\left(\frac{\eta_0 + \eta_n}{2} + \sum_{j=1}^{n-1} \eta_j\right).$$

На основании рис. 3.5, переходя последовательно от значения $\eta_{cp1} = 0{,}5(\eta_0 + \eta_1)$ к последующим, методом математической индукции можно получить формулу

$$\eta_{cp\,n} = \frac{1}{n+1} \sum_{j=0}^{n} \eta_j.$$

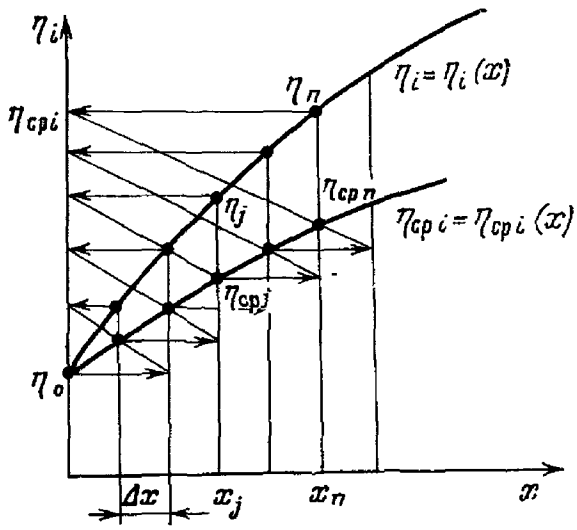

Рис. 3.5. Графическое определение η_{cp}

Если использовать для расчетов форму уравнения (3.3), то ей необходимо придать вид

$$M_{пр}\dot{V} + \frac{1}{2}V^2(M_{пр.ср})' = P_{пр}. \qquad (3.4)$$

Уравнение движения автоматики нельзя рассматривать как уравнение движения точки или звена с реальной переменной массой [форма уравнения (3.3)], так как механизм автоматики нельзя рассматривать как тело с реальной переменной массой.

Пример 3.1. Для сравнительного анализа результатов расчета по уравнениям (3.2), (3.3) и (3.4) рассмотрим расчет движения основного звена кулачкового механизма (рис. 3.6). Основное звено имеет массу $m_0 = 0{,}61$ кгс²/м и при помощи кулачкового паза с ним соединено побочное звено $m_1 = 0{,}153$ кгс²/м. После воздействия на основное звено импульса оно приобретает скорость $V_0 = 9$ м/с. Кулачковый паз задан уравнением $y = A\left(1 - \cos\frac{\pi x}{B}\right)$. Передаточное число связи $\nu = y' = \frac{A\pi}{B}\sin\frac{\pi x}{B}$. Значения величины $B = 200$ мм и $2A = 30$ мм. Значения КПД связи η и η_{cp} подсчитаны по формулам

$$\eta = \frac{1 - 2f\nu}{\nu + 2f}\nu; \quad \eta_{cp\,n} = \frac{1}{n}\left(\frac{\eta_0 + \eta_n}{2} + \sum_{j=1}^{n-1}\eta_j\right).$$

Величины $M_{пр}$, M_{Σ} и $M_{пр.ср}$ определены по зависимостям

$$M_{пр} = m_0 + \frac{\nu^2}{\eta}m_1; \quad M_{\Sigma} = \frac{\nu}{\eta}m_1\nu'; \quad M_{пр.ср} = m_0 + \frac{\nu^2}{\eta_{cp}}m_1.$$

Значения всех этих величин приведены на рис. 3.6.

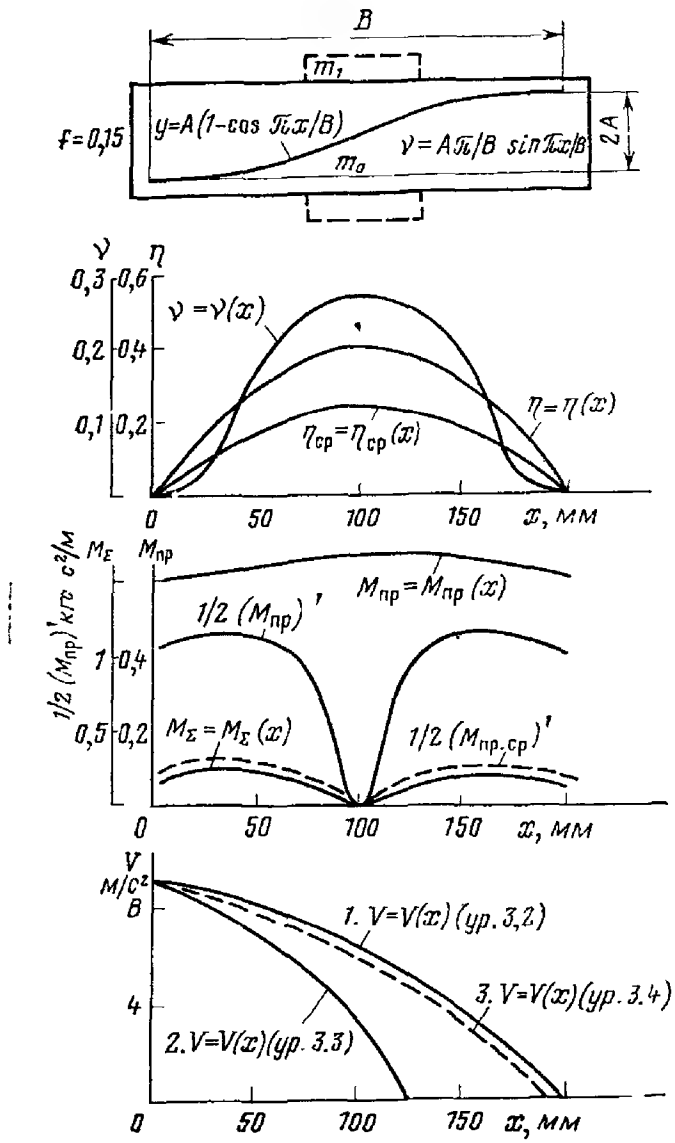

Рис. 3.6. К определению $V=V(x)$ при различных формах записи уравнеиий движения

Результаты численного решения уравнений:

1) $M_{пр}\dot{V} + V^2 M_{\Sigma} = 0$ [см. (3.2)];

2) $M_{пр}\dot{V} + \frac{1}{2} V^2 (M_{пр})' = 0$ [см. (3.3)];

3) $M_{пр}\dot{V} + \frac{1}{2} V^2 (M_{пр.ср})' = 0$ [см. (3.4)].

при начальных условиях $x(0)=0$, $t(0)=0$ и $V(0)=9$ м/с в виде зависимостей $V=V(x)$ приведены на рис. 3.6.

Анализ результатов показывает, что применение уравнения движения в форме (3.3) вводит такие ошибки, которые практически исключают возможность его применения. Решение по приближенному уравнению (3.4) дает приемлемые результаты. Однако применение этого уравнения не целесообразно, так как, будучи приближенным, оно не уменьшает и не упрощает вычислительные операции.

Характер решения уравнения движения автоматики зависит в первую очередь от характера изменения коэффициента уравнений

$$M_{пр}=M_{пр}(x);\ M_{\Sigma}=M_{\Sigma}(x);\ M_{\nu}=M_{\nu}(x);$$
$$M_{\eta}=M_{\eta}(x);\ P_{пр}=P_{пр}(x,\ t,\ V).$$

В общем случае эти коэффициенты могут являться разрывными функциями. Поэтому необходимо или до решения уравнений или во время решения установить моменты разрыва значений коэффициентов и соответственно учесть это при помощи функции переключения ξ. Зная характеры разрывов и сделав соответствующие расчеты, можно установить начальные условия для решения последующих участков.

Причины разрыва коэффициентов уравнений могут быть различными:

1. Скачкообразное изменение приведенной массы (рис. 3.7) может быть вызвано различными причинами:

а) при внезапном присоединении какой-либо детали с удерживающей связью масса $M_{пр}$ скачком увеличивается. В данном случае можно считать, что удар абсолютно неупругий (связь удерживающая) и в результате этого присоединения $V_2 = V_1 \frac{M_1}{M_2}$. Скорость V_2 является начальным условием для расчета на следующем участке;

б) при внезапном отделении какой-либо детали (выхода из зацепления) приведенная масса скачком уменьшается, так как в уравнении пропадает один из членов $v_i^2 m_i/\eta_i$. В этом случае необходимо вести расчет по уравнению (3.2) при

$$M_{пр}=m_0+\sum_{i=1}^{n-1}\frac{v_i^2}{\eta_i}m_i;\quad M_{\Sigma}=\sum_{i=1}^{n-1}\frac{v_i}{\eta_i}m_i v_i';\quad P_{пр}=P_0+\sum_{i=1}^{n-1}\frac{v_i}{\eta_i}P_i.$$

При этом в точке M_3—M_4 изменится ускорение $\dot{V}$;

в) скачкообразное уменьшение $M_{пр}$ может быть вызвано ударным отделением какого-либо звена, которое находится в связи с основным звеном (например, удар гильзы, находящейся в зацепах

выбрасывателя об отражатель). После анализа такого соударения дальнейший расчет ведется с новыми начальными условиями (скорость V_0).

2. Внезапно может измениться какая-либо сила, входящая в $P_{пр}$. Появление при исчезновении члена $\nu_i P_i/\eta_i$ должно найти отражения в расчете.

3. Устройство механизмов может быть таким, что произойдет скачкообразное изменение ν на какой-либо связи (рис. 3.8). Это

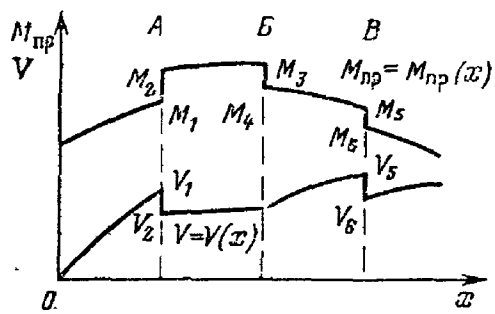

Рис. 3.7. Графики разрывного изменения $M_{пр}=M_{пр}(x)$

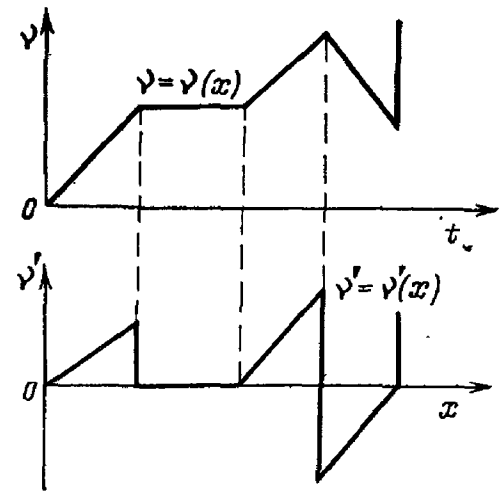

Рис. 3.8. Графики разрывного изменения $\nu=\nu(x)$ и $\nu'=\nu'(x)$

вызовет скачкообразное изменение коэффициентов уравнения, и должно найти отражение в расчете. Внезапное изменение ν чаще всего сопровождается ударными.

4. Скачкообразное изменение коэффициента M_Σ может быть вызвано скачкообразным изменением ν' (рис. 3.8).

При анализе циклограммы и составлении программы расчета возможность появления таких разрывных значений коэффициентов уравнений должна быть учтена.

3.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМОВ ПРИ ПЕРЕМЕНЕ РОЛЕЙ ЗВЕНЬЕВ

В механизмах автоматики встречаются как односторонние связи с силовым замыканием звеньев (рис. 3.9,*а*), так и двухсторонние, исключающие отрыв звеньев друг от друга при работе автоматики (рис. 3.9,*б*). Двусторонние или удерживающие связи в механизмах автоматического оружия применяются значительно чаще

Рассмотрим механизм автоматики, состоящий из двух звеньев (см. рис. 3.9), с односторонней и двухсторонней связями между звеньями (число звеньев принципиальной роли не играет). За основное звено примем звено, имеющее массу m_x и перемещающееся вдоль оси x. Скорость основного звена обозначим V_x. Побочное звено, имеющее массу m_y, перемещается вдоль оси y со скоростью V_y. Если основное звено является ведущим, то суммарная реакция,

действующая на второе звено со стороны первого (непосредственно или через другие звенья) $R_y'>0$. По какой-либо причине первое звено может замедлить свое движение или второе ускорить. При этом R_y' станет меньше 0, и звенья поменяются ролями. Второе звено в момент $R_y'=0$ станет ведущим, а первое ведомым. При односторонней связи второе звено оторвется от первого, и они будут двигаться независимо. Если связи в механизме двусторонние, то после того как ведомое звено станет ведущим, движение автоматики следует считать, составив новые уравнения движения или внеся коррективы в уже имеющееся уравнение движения автоматики. Методически удобнее вести расчет формально, сохранив старую форму уравнения движения. При этом после перемены ролей звеньев $v_x=dy/dx=V_y/V$ можно вычислять по старой формуле, но знак производной v_x', как правило, меняется. В связи с изменением знаков реакций величина $\eta_x=\frac{R_y'}{R_x'}v_x$ будет больше единицы, так как основное звено станет ведомым и получит энергию от побочного звена, ставшего ведущим.

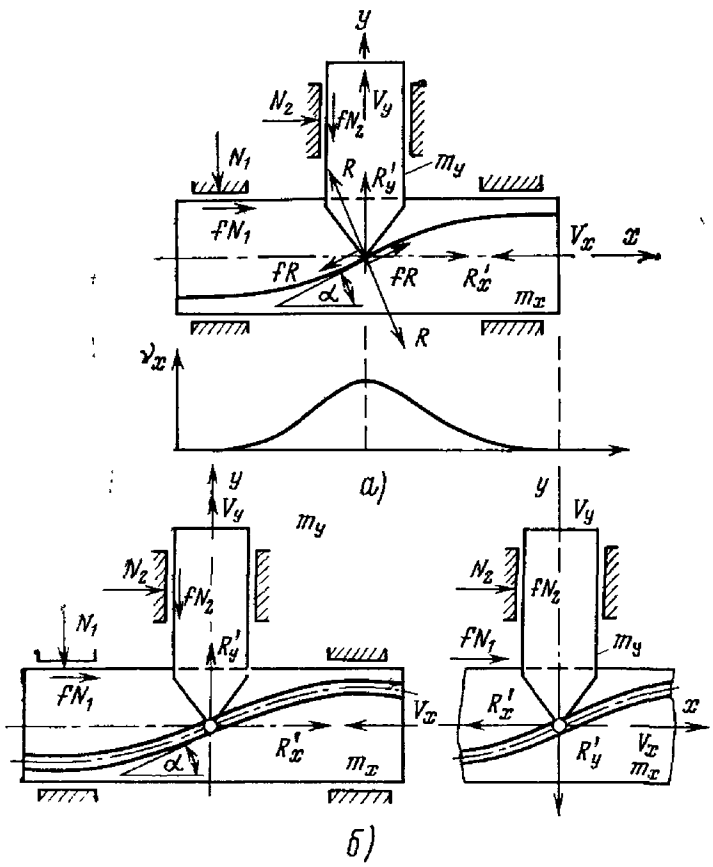

Рис. 3.9. Изменение реакций при перемене роли звеньев

На рис. 3.9,*б* показаны проекции реакций связи для случая, когда ведущим звеном является первое звено, имеющее массу m_x (левый рисунок) и для случая, когда ведущим звеном является второе звено, имеющее массу m_y (правый рисунок). В первом случае $R_y'>0$ и баланс работ реакций связи определяется уравнением $\eta_x=R_x'dx/R_y'dy$. Откуда КПД связи для случая, когда ведущее звено движется вдоль оси x: $\eta_x=\frac{R_y'}{R_x'}v_x$, где $v_x=dy/dx=V_y/V_x$ — передаточное число связи для приведения второго звена к первому.

Таким образом, для варианта ведения первым звеном второго коэффициент приведения сил в уравнениях движения $v_x/\eta_x=R_x'/R_y'$, а коэффициент приведения массы $v_x^2/\eta_x=R_x'/R_y'v_x$.

Такое действие связи назовем лобовым, а КПД связи — КПД связи лобового действия. Для кулачкового механизма, приведенного на рис. 3.9, в этом случае $R_y'>0$ и КПД

$$\eta_x^{л}=\frac{1-2f\nu_x}{\nu_x+2f}\nu_x, \tag{3.5}$$

где $$\nu_x=V_y/V_x=\operatorname{tg}\alpha.$$

При этом второе звено ведется за счет энергии основного звена.

Перемена знака реакции R_y' связана, как правило, с перегибом функций $\nu_x=\nu_x(x)$. Этот признак можно использовать для первоначального определения координаты перемены ролей звеньев. При перемене знака R_y', т. е. при $R_y'<0$, побочное звено двигает основное, т. е. основное звено ведется за счет энергии побочного звена. В этом случае второе звено становится ведущим и уравнение для работ реакции связи имеет вид $\eta_y'=R_y'd_y/R_x'd_x$, откуда КПД связи $\eta_y=(R_x'/R_y')\nu_y$,
где $\nu_y=dx/dy=V_x/V_y=1/\nu_x$ — передаточное число связи для приведения от первого звена ко второму.

В этом случае коэффициент приведения сил $R_y'/R_x'=1/\nu_x\eta_y$ и коэффициент приведения масс $\nu_y^2/\eta_y=(R_y'/R_x')\ \nu_y=(1/\nu_x^2)\ \eta_y$.

После перемены ролей звеньев уравнения движения можно сохранить, если ввести в них величину КПД связи $\eta_x^{т}=1/\eta_y$. Тогда коэффициенты приведения массы и сил определяются выражениями $\nu_x/\eta_x^{т}$ и $\nu_x^2/\eta_x^{т}$.

Для кулачкового механизма, приведенного на рис. 3.9, *б*, КПД связи следует подсчитывать по формуле

$$\eta_x^{т}=\frac{1}{\eta_y}=\nu_x\frac{1+2f\nu_x}{\nu_x-2f}, \tag{3.6}$$

так как

$$\eta_y=\frac{1-2f\nu_y}{\nu_y+2f}\nu_y=\frac{1}{\nu_x}\frac{\nu_x-2f}{1+2f\nu_x}.$$

Сравнивая формулу (3.6) с формулой (3.5), можно увидеть, что они отличаются только знаком коэффициента трения f.

Это является следствием того, что при перемене ролей звеньев все силы, кроме сил трения, изменяют знак на обратный.

Этот же вывод следует просто из формального изменения формул для ν_x и η_x. При перемене ролей звеньев, но при сохранении старого уравнения движения, ν_x вычисляется по-прежнему, как $\nu_x=dy/dx=V_y/V$. Величина КПД связи, равная до перемены ролей звеньев,

$$\eta_x^{л}=\frac{R_y-fN}{R_x+fN}\nu_x,$$

после перемены ролей звеньев будет вычисляться по формуле

$$\eta_x^{\text{т}} = \frac{-R_y - fN}{-R_x + fN} v_x = \frac{R_y + fN}{R_x - fN} v_x.$$

Таким образом, при изменении знака R_y' величина формального КПД связи (коэффициента приведения работ) также меняет свое значение и становится больше единицы. Это происходит потому, что основное звено не тратит энергию на движение побочного звена, а наоборот, само получает дополнительную энергию от второго звена.

Введем понятие «свободного» движения звена, т. е. движение звена, освобожденного от связей. Обозначим (j_x) — ускорение основного звена на направлении его движения x при движении без связей $R_x' = 0$; $(j_y)_x$ — ускорение побочного звена без связей (при нулевом значении реакции), отображенное на направление движения основного звена x. Соотношение этих ускорений на направлении движения основного звена покажет нам характер движения. Сопоставляя эти ускорения, можно определить, стремится ли оторваться побочное звено от основного или нет.

Уравнение движения основного звена $m_x j_x = P_x - \sum R_x'$ при освобождении от связи принимает вид $m_x(j_x) = P_x$. Тогда ускорение «свободного» движения основного звена определяется зависимостью

$$(j_x) = P_x / m_x. \tag{3.7}$$

Уравнение движения побочного звена

$$m_y j_y = P_y + \sum R_y'. \tag{3.8}$$

Так как $V_y = v_x V_x$, то $j_y = j_x v_x + V_x^2 dv_x/dx$.

Подставляя значение ускорения в уравнение движения (3.8), получим

$$m_y \left(j_x v_x + V_x^2 \frac{dv_x}{dx} \right) = P_y + \sum R_y'.$$

Откуда ускорение побочного звена на направлении x

$$j_x = \frac{1}{v_x} \left(\frac{P_y}{m_y} - V_x^2 \frac{dv_x}{dx} \right) + \frac{1}{v_x} \frac{\sum R_y'}{m_y}.$$

При $R_y' = 0$ это будет ускорение «свободного» движения побочного звена, отображенное на направление x, т. е.

$$(j_y)_x = \frac{1}{v_x} \left(\frac{P_y}{m_y} - V_x^2 \frac{dv_x}{dx} \right). \tag{3.9}$$

Введя в расчетный бланк колонки для (j_x) и $(j_y)_x$ и следя за их соотношением, установить характер изменения роли звеньев. Формулами (3.7) и (3.9) можно пользоваться, если в движении участвуют несколько звеньев.

Формула (3. 9) для i-го звена, очевидно, будет

$$(j_y)_x=\frac{1}{\nu_i}\left(\frac{\sum P'_y}{m_i}-V_x^2\frac{d\nu_i}{dx}\right).$$

Применяемые в автоматическом оружии связи в большинстве случаев бывают обратимыми несамотормозящими. Если связь является самотормозящейся, т. е. передача является необратимой, побочное звено не может стать ведущим. Из-за необратимости связи оно не ведет основное звено, а сдерживается им.

Значения η_x следует определять в соответствии с формулой

$$\eta_x=\xi_\eta\eta_x^{\text{л}}+(1-\xi_\eta)\eta_x^{\text{т}},$$

где функция переключения

$$\xi_\eta=\begin{cases}1 \text{ при } (j_x)>(j_y)_x;\\ 0 \text{ при } (j_x)<(j_y)_x,\end{cases}$$

и значения КПД, например, для кулачкового механизма

$$\eta_x^{\text{л}}=\frac{1-2f\nu_x}{\nu_x-2f}\nu_x;\quad \eta_x^{\text{т}}=\frac{1+2f\nu_x}{\nu_x-2f}\nu_x.$$

Рассмотрим пример расчета механизма с переменной роли звеньев во время работы автоматики.

Пример 3.2. Провести расчет изменения скорости подвижных частей автоматики $V=V(x)$, времени движения $t=t(x)$ и ускорения $j_x=j_x(x)$ при откате для 25-мм автоматической пушки с отводом пороховых газов через подствольное устройство.

Усилие возвратной пружиины $\Pi(x)$ [кгс]$=40+0{,}25x$ [мм];

усилие на толкателе леиты $L(V)$ [кгс]$=0{,}85+5{,}5V$ [м/с].

Давление в канале ствола в период работы газоотводного устройства характеризуется величинами $p_0=1450$ кгс/мм^2, $p_{\text{д}}=550$ кгс/см^2, $t_{\text{о.д}}=10^{-3}$ с, $t_{\text{п}}=8\times$ $\times10^{-3}$ с. Давление в газовом цилиндре вычислялось по формуле $p_{\text{ц}}=350\ eze^{-z}$, где $z=t/t_m$ и $t_m=1{,}2\cdot10^{-3}$ с. Шток подвижных частей автоматики, масса которого $M_{\text{пр.шт}}$, соединен с механизмом рычажного ускорителя. Приведенная масса штока с учетом этого механизма

$$M_{\text{пр}}=M_{\text{пр.шт}}+\frac{\nu^2}{\eta}m,\ \text{где}\ m=m_{\text{п}}+I_{\text{р}}/h^2;\ m_{\text{ш}}=0{,}15\ \text{кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м}$$

— масса ползуна, $I_{\text{р}}=5{,}5\cdot10^{-5}$ кгм$\cdot$с^2 — момеит инерции рычага.

На рис. 3.10 приведеиы значения $\nu=\nu(x)$ и $\eta=\eta(x)$ для механизма ползуиа. Работа ползуна начинается после того, как подвижиые части пройдут путь $x_0=$ $=20$ мм. Скорость штока в этот момент $V_0=12$ м/с. Зиачения $\nu=b/a$ и $\eta^{\text{л}}=$ $=(1-f\operatorname{ctg}\varphi)/(1+f\operatorname{ctg}\varphi)$.

На рис. 3.11 даны значения $M_{\text{пр}}=M_{\text{пр}}(x)$ и $M_\Sigma=M_\Sigma(x)$, построеиные для приведеиных зиачеиий $M_{\text{пр}}$, ν и η. Все построеиия и определения величии проведеиы в предположении, что ведущим звеном является звено, имеющее массу $M_{\text{пр.ш}}$. Однако анализ показывает, что после прохождения пути $x\approx75$ мм звенья меняются ролями, и ведущим становится ползуи.

Зиачеиия КПД после перемены ролей звеиьев можно вычислить по формуле

$$\eta^{\text{т}}=(1+f\operatorname{ctg}\varphi)/(1-f\operatorname{ctg}\varphi).$$

Зиачения $\eta^{\text{т}}$ и соответствующие зиачения $M_{\text{пр}}=M_{\text{пр}}(x)$ $M_\Sigma=M_\Sigma(x)$ приведеиы иа рис. 3.10 и 3.11 сплошиой лииией. На этом же рисунке $x\geqslant75$ мм пуик-

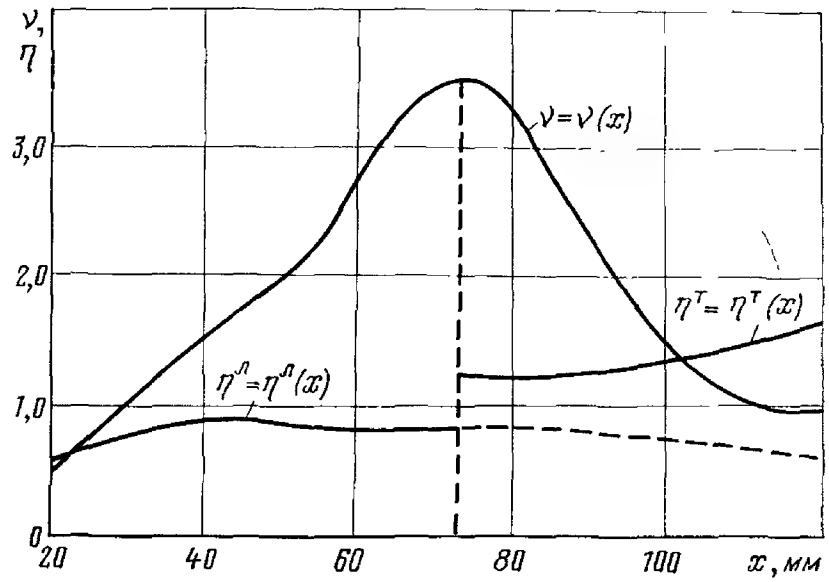

Рис. 3.10. Графики значений $\nu=\nu(x)$ и $\eta=\eta(x)$

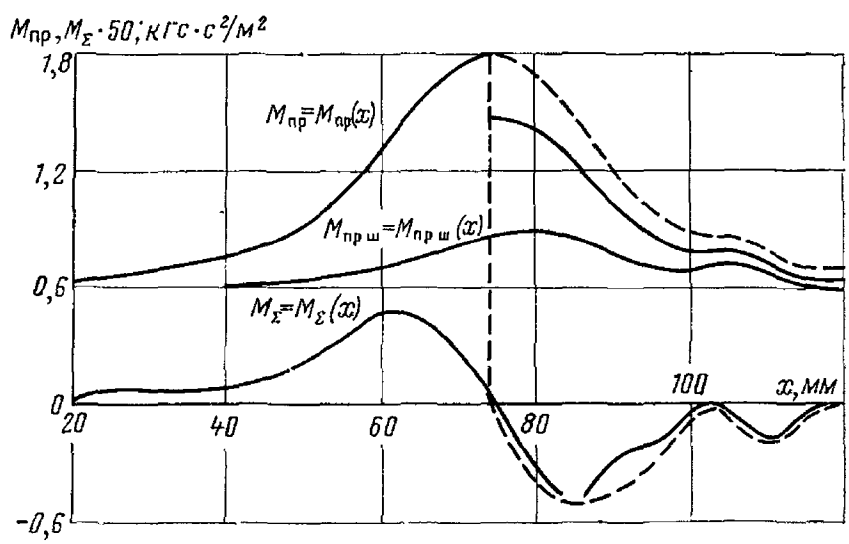

Рис. 3.11. Графики значений $M_{пр}=M_{пр}(x)$ и $M_{\Sigma}=M_{\Sigma}(x)$

тиром показаны значения $M_{пр}=M_{пр}(x)$ и $M_{\Sigma}=M_{\Sigma}(x)$, найденные без учета изменения роли звеньев.

Для расчета выбираем аргумент x и принимаем исходную систему уравнений:

$$V'=\Phi_1(x,\ t,\ V);\ t'=\Phi_2(V),$$

где $\Phi_1(x,\ t,\ V)=\dfrac{\xi_1 p_{ц} S_{п}+\xi_2\dfrac{\nu}{\eta}p_{кн}S-M_{\Sigma}V^2-\Pi(x)-\xi_3 L(V)}{VM_{пр}}$; $\Phi_2(V)=\dfrac{1}{V}$.

Расчет движения автоматики выполнен решением системы уравнений упрощенным методом Рунге — Кутта 3-го порядка.

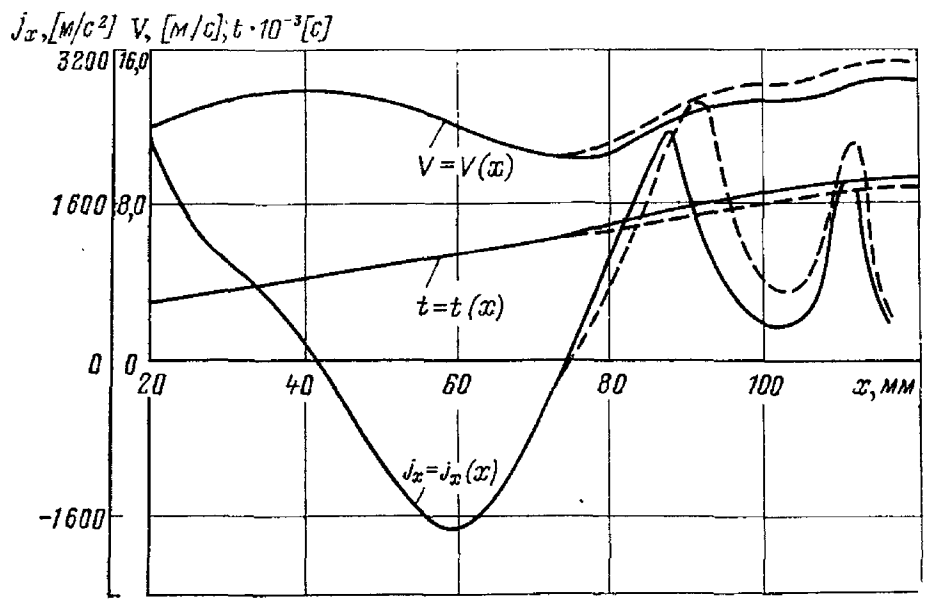

Рис. 3.12. Результаты расчета

Расчеты показывают, что на участке $0—75\,10^{-3}$ м ведущим звеном является шток, а при $x\geqslant 75\cdot10^{-3}$ м — ползуи, так как в этот момент

$$(j_x)\approx 200\ \text{м/с}^2<(j_{\text{в}})_x=600\ \text{м/с}^2.$$

Расчет с методической целью проведен с учетом и без учета перемены роли звеньев.

Значения η при расчете необходимо принимать в соответствии с формулой $\eta=\xi_\eta\eta^{\text{Л}}+(1-\xi_\eta)\eta^{\text{Т}}$,

где $$\xi_\eta=\begin{cases}1 \text{ при } (j_x)>(j_{\text{в}})_x;\\ 0 \text{ при } (j_x)<(j_{\text{в}})_x.\end{cases}$$

На рис. 3.12 приведены результаты расчета с учетом перемены роли звеньев (сплошная линия) и без учета (пунктирная линия). Учет влияиия перемены роли звеньев заметен особенио на кривых $V=V(x)$ и $j_x=j_x(x)$, несмотря на то, что в рассматриваемом примере действительная масса ползуна $m_{п}=0{,}06$ кгс·с²/м в 10 раз меньше действительной массы штока $m_{ш}=0{,}6$ кгс с²/м. Если массы звеньев близки друг к другу, то влияние перемены роли звеньев становится очень существенным. Значения $j_x=j_x(x)$, приведенные на рис. 3.12, найдены по зависимости

$$j_x=\dot{V}=V'V=\Phi_1(x,\ t,\ V)V.$$

3.4. СОУДАРЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ АВТОМАТИКИ

Работа механизмов автоматического оружия обычно сопровождается ударами. В современных системах, имеющих высокий темп стрельбы, удары почти неизбежны. Они отличаются большой разнообразностью и высоким темпом повторяемости. Конструкторы, стремясь создать наиболее простые технологические конструкции, часто сознательно предусматривают механизмы, включающиеся в работу с ударом. При этом соударяться могут как отдельные детали, так и целые механизмы. Удары могут иметь место при отпирании и запирании затвора, открывании и закрывании канала ствола, ограничении движения откатных частей в крайних положениях, в ускорительных и патроноподающих механизмах и т. п.

Механическим ударом называется явление [2], имеющее место при столкновении тел, характерной чертой которого является полный или частичный переход кинетической энергии тел в энергию их деформации. Момент встречи тел, двигавшихся до этого с различными скоростями, называется началом удара; момент, когда воздействие тел прекращается, — концом удара. Интервал между этими двумя моментами называют временем, или продолжительностью удара.

В результате удара в телах возникает сложное поле напряжений, изменяющееся не только от точки к точке, но и в данной точке тела со временем. Поле напряжений еще более усложняется при отражении волн напряжений и деформаций от границ тела. Вследствие этого напряжение и деформация в любой точке определяются суммой последовательных ударных волн (продольной, поперечной и т. п.) и волн, отраженных от границ тел.

Даже при наличии современной вычислительной техники решение уравнений теории упругости, описывающих процесс удара, является весьма трудоемкой, а иногда и практически невыполнимой задачей вследствие крайней сложности явления при учете реальной конфигурации соударяемых тел. Поэтому при решении прикладных задач прибегают к упрощениям физической модели процесса удара, что позволяет получить приемлемые для инженерной практики расчетные формулы. Это в первую очередь относится к исследованиям механизмов, в частности, автоматического оружия, когда помимо ударных параллельно решается множество других задач.

Основные задачи ударного взаимодействия деталей и механизмов автоматического оружия можно свести к двум случаям: удар детали о кожух оружия и ударное взаимодействие деталей, движущихся в направляющих кожуха.

Рассмотрим первый случай на примере схемы, приведенной на рис. 3. 13.

Деталь массой m_1 в результате движения по направляющим подвижного кожуха соударяется с последним. Так как при удар-

ном взаимодействии внешние силы сравнительно пренебрежимо малы, для рассматриваемой системы можно записать уравнения, выражающие законы сохранения импульса и момента импульса. Запишем эти уравнения, принимая за направление оси абсцисс направление относительного движения детали по кожуху:

$$\left.\begin{aligned} &m_1(\dot{x}_1-\dot{x}_{10})+m_к(\dot{x}_к-\dot{x}_{к.0})=0;\\ &m_1(\dot{y}_1-\dot{y}_{10})+m_к(\dot{y}_к-\dot{y}_{к.0})=0;\\ &(I_1+I_к)(\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_0)+m_1b(\dot{x}_1-\dot{x}_{10})+m_1a(\dot{y}_1-\dot{y}_{10})=0, \end{aligned}\right\} \quad (3.10)$$

где $\dot{x}_{10}$, $\dot{y}_{10}$, $\dot{x}_{к.0}$, $\dot{y}_{к.0}$ и $\dot{x}_1$, $\dot{y}_1$, $\dot{x}_к$, $\dot{y}_к$ — проекции абсолютных скоростей детали и кожуха до и после удара; φ_0 и $\dot{\varphi}$ — угловая скорость оружия до и после удара; I_1 и $I_к$ — моменты инерции детали и кожуха относительно их центров масс.

Для скоростей, входящих в систему уравнений (3.10), можно записать кинематическое соотношение

$$\dot{y}_1-\dot{y}_{10}=\dot{y}_к-\dot{y}_{к.0}+a(\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_0). \quad (3.11)$$

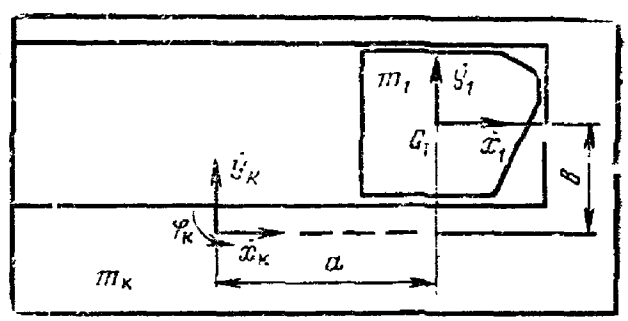

Рис. 3.13. Схема соударения звеньев

Полученные системы уравнений (3.10) и (3.11) содержат пять неизвестных, поэтому для их решения требуется дополнительное условие. В качестве такого дополнительного условия обычно применяют коэффициент восстановления скорости, который представляет собой частное от деления относительной скорости после удара на относительную скорость до удара и для рассматриваемого случая записывается в виде

$$\nabla=-\frac{\dot{x}_1-\dot{x}_к+b\dot{\varphi}}{\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к.0}+b\dot{\varphi}_0}. \quad (3.12)$$

Коэффициент восстановления скорости является опытной величиной и его значения лежат в пределах $0\leqslant\nabla\leqslant1$. При расчетах ударов в автоматическом оружии хорошее согласование с опытными данными дают результаты, получаемые при использовании $\nabla=0{,}35\ldots0{,}45$.

Введение коэффициента восстановления скорости позволило применять зависимости классической теории удара для практических инженерных расчетов. $\nabla=0$ соответствует варианту абсолютно неупругого удара. В механизмах автоматического оружия

такой случай встречается при соударении с удерживающей связью. $\nabla=1$ соответствует абсолютно упругому удару, и значения ∇, близкие к 1, встречаются при ударе сравнительно жесткого тела о деталь с малым коэффициентом жесткости. Критерий принятия $\nabla\approx 1$ [2]

$$\beta=t_y/T>3...5,$$

где t_y — время удара; T — наибольший период собственных колебаний соударяющихся тел.

Этот критерий выдерживается, если, например, соударяются жесткие тела через сравнительно мягкую пружину. При соударении деталей автоматики этот критерий практически не выдерживается и в формулы классической механики приходится вводить рекомендуемые значения коэффициента восстановления скорости ∇. При этом необходимо иметь в виду, что величина ∇ зависит не только от материала соударяющихся тел, но и от их массы, а также от их размеров и конфигурации.

Решая систему уравнений (3. 10) и (3. 11) с дополнительным условием (3. 12), найдем неизвестные скорости тел после удара:

$$\dot{x}_1=\dot{x}_{10}-(1+\nabla)\frac{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+a^2m_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2+b^2)m_1m_к}\times$$

$$\times\frac{m_к(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)}{m_1+m_к};$$

$$\dot{x}_к=\dot{x}_{к0}+(1+\nabla)\frac{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+a^2m_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2_2+b^2)m_1m_к}\times$$

$$\times\frac{m_1(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)}{m_1+m_к};$$

$$\dot{y}_1=\dot{y}_{10}-(1+\nabla)\frac{abm_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2+b^2)m_1m_к}\times$$

$$\times\frac{m_к(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)}{m_1+m_к};$$

$$\dot{y}_к=\dot{y}_{к0}+(1+\nabla)\frac{abm_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2+b^2)m_1m_к}\times$$

$$\times\frac{m_1(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)}{m_1+m_к};$$

$$\dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0-(1+\nabla)\frac{bm_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2+b^2)m_1m_к}(\dot{x}_{10}+\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0).$$

Определим потери кинетической энергии системы в процессе удара. Для этого воспользуемся уравнением сохранения энергии:

$$\frac{m_1\left(\dot{x}_{10}^2-\dot{x}_1^2+\dot{y}_{10}^2-\dot{y}_1^2\right)}{2}+\frac{m_к\left(\dot{x}_{к0}^2-\dot{x}_к^2+\dot{y}_{к0}^2-\dot{y}_к^2\right)}{2}+$$

$$+\frac{(I_1+I_к)\left(\dot{\varphi}_0^2-\dot{\varphi}^2\right)}{2}=\Delta T,$$

где ΔT — потери кинетической энергии системы в процессе удара.

Из уравнения для ΔT, используя выражения, полученные для изменения скоростей в процессе удара, имеем

$$\Delta T=(1-\nabla^2)\,M\frac{(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)^2}{2}, \tag{3.13}$$

где

$$M=\frac{m_1m_к}{m_1+m_к}\,\frac{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+a^2m_1m_к}{(I_1+I_к)(m_1+m_к)+(a^2+b^2)m_1m_к}. \tag{3.14}$$

Характерной чертой ударного взаимодействия является полный или частичный переход кинетической энергии тел в энергию их деформации. Время удара можно разделить на два интервала. Во время первого интервала происходит накопление деформации до момента, пока относительная скорость соударяющихся тел не станет равной нулю, после чего начинается восстановление деформации, которое характеризуется коэффициентом восстановления скорости ∇. В потенциальную энергию деформации соударяющихся тел переходит кинетическая энергия их относительного движения от удара. Кинетическая энергия определяется как разность кинетической энергии системы до удара и кинетической энергией системы во время удара, когда относительная скорость тел равна нулю, за вычетом потерь энергии на трение в процессе накопления деформации. Кинетическая энергия относительного движения рассматриваемой системы записывается как

$$T_{отн}=M\frac{(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}+b\dot{\varphi}_0)^2}{2}. \tag{3.15}$$

Из сравнения выражений (3.13) и (3.15) следует, что коэффициент $(1-\nabla^2)$ в выражении (3.13) указывает, какая часть кинетической энергии относительного движения не восстанавливается, а переходит во внутреннюю энергию соударяющихся тел.

Если центры инерции соударяющихся тел лежат на одной линии, параллельной вектору относительной скорости, то $b=0$ и

$$\left.\begin{aligned}
&\dot{x}_1=\dot{x}_{10}-(1+\nabla)\frac{m_к(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0})}{m_1+m_к},\\
&\dot{x}_к=\dot{x}_{к0}+(1+\nabla)\frac{m_1(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0})}{m_1+m_к};\\
&\dot{y}_1=\dot{y}_{10};\ \dot{y}_к=\dot{y}_{к0};\ \dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0;\\
&\Delta T=(1-\nabla^2)\frac{m_1m_к}{m_1+m_к}\frac{(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0})^2}{2}.
\end{aligned}\right\} \qquad (3.16)$$

Эти выражения, за исключением $\dot{y}_1=\dot{y}_{10}$, $\dot{y}_к=\dot{y}_{к0}$, $\dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0$, аналогичны формулам, описывающим прямой центральный удар двух тел, но удар здесь может быть и нецентральным, что объясняется тем, что деталь движется в направляющих кожуха.

При исследовании автоматического оружия обычно рассматривают относительную скорость деталей механизма. Тогда выражения (3.16) перепишутся так:

$$\left.\begin{aligned}
&V_1=\nabla V_{10};\\
&\dot{x}_к=\dot{x}_{к0}+(1+\nabla)\frac{m_1m_{10}}{m_1+m_к};\\
&\dot{y}_1=\dot{y}_{10};\ \dot{y}_к=\dot{y}_{к0};\ \dot{\varphi}=\dot{\varphi}_0\\
&\Delta T=(1-\nabla^2)\frac{m_1m_к}{m_1+m_к}\frac{V_0^2}{2},
\end{aligned}\right\} \qquad (3.17)$$

где $V_1=\dot{x}_1-\dot{x}_к$ и $V_{10}=\dot{x}_{10}-\dot{x}_{к0}$.

Для определения усилий, возникающих во время удара, при прочностных расчетах деталей оружия воспользуемся предположением, что возникающая при ударе сила является функцией относительной деформации соударяющихся деталей [2, 8]:

$$N=N(\varepsilon). \qquad (3.18)$$

Запишем уравнения движения во время удара для рассмотренного выше случая:

$$\left.\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1=-N;\\
&m_к\ddot{x}_к=N;\\
&m_1\ddot{y}_1+m_к\ddot{y}_к=0;\\
&(I_1+I_к)\ddot{\varphi}+m_1b\ddot{x}_1+m_1a\ddot{y}_1=0.
\end{aligned}\right\} \qquad (3.19)$$

Система уравнений (3.10) является следствием уравнений (3.19). Кроме этого, здесь будет справедливо кинематическое соотношение

$$\ddot{y}_1 = \ddot{y}_к + a\ddot{\varphi} \tag{3.20}$$

и выражение для относительной деформации

$$\varepsilon = x_1 - x_к + b\varphi. \tag{3.21}$$

Продифференцировав это выражение дважды, имеем

$$\ddot{\varepsilon} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_к + b\ddot{\varphi}. \tag{3.22}$$

Определив необходимые ускорения из уравнений (3.19) и (3.20) и подставив их в (3.22), получим

$$\ddot{\varepsilon} + \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_к} + \frac{b^2}{I_1 + I_к + \dfrac{a^2 m_1 m_к}{m_1 + m_к}} \right) N = 0. \tag{3.23}$$

Используя выражения (3.14) и (3.18) и очевидное соотношение $d(\dot{\varepsilon})^2 = 2\ddot{\varepsilon}d\varepsilon$, преобразуем уравнение (3.23) к более общему виду

$$d(\dot{\varepsilon})^2 = -\frac{2}{M} N(\varepsilon)\, d\varepsilon. \tag{3.24}$$

Так как относительная деформация соударяющихся деталей в момент начала удара равна нулю, начальными условиями для уравнения (3.24) будут при $t=0$ $\varepsilon=0$ и $\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_0 = \dot{x}_{10} - \dot{x}_{к.0} + b\dot{\varphi}_0$.

Интегрируя выражение (3.24), находим

$$\dot{\varepsilon} = \sqrt{\dot{\varepsilon}_0^2 - \frac{2}{M} \int_0^{\varepsilon} N(\varepsilon)\, d\varepsilon}\,. \tag{3.25}$$

Откуда, разделяя переменные и интегрируя, получаем

$$t = \int_0^{\varepsilon} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{\varepsilon}_0^2 - \dfrac{2}{M} \int_0^{\varepsilon} N(\varepsilon)\, d\varepsilon}}. \tag{3.26}$$

Это выражение дает зависимость относительной деформации деталей ε от времени, а следовательно, и силу удара, перемещения, скорости и ускорения деталей во время удара.

Максимальному сближению (относительной деформации) деталей во время удара $\varepsilon = \varepsilon_m$ соответствует условие экстремума $\dot{\varepsilon} = 0$.

В этом случае равенство (3. 25) можно записать в виде

$$\dot{\varepsilon}_0^2 - \frac{2}{M}\int_0^{\varepsilon_m} N(\varepsilon)\,d\varepsilon = 0.$$

Откуда с учетом (3. 15)

$$\int_0^{\varepsilon_m} N(\varepsilon)\,d\varepsilon = \frac{M\dot{\varepsilon}_0^2}{2} = T_{\text{отн}}. \qquad (3.27)$$

После максимальной деформации ее скорость меняет знак, и в момент конца удара энергия, перешедшая в энергию деформации деталей, в общем случае полностью не восстанавливается. Следовательно, $\varepsilon = \varepsilon_y \neq 0$. Если выразить коэффициент восстановления скорости через скорости относительной деформации, имеем

$$\nabla = -\dot{\varepsilon}_y/\dot{\varepsilon}_0.$$

Используя это соотношение и выражение (3. 25), записанное для момента конца удара, получим

$$\int_0^{\varepsilon_y} N(\varepsilon)\,d\varepsilon = (1-\nabla^2)\,T_{\text{отн}}. \qquad (3.28)$$

Определив из уравнения (3. 28) относительную деформацию в конце удара ε_y, для времени удара из выражения (3. 26) с учетом знаков имеем

$$t_y = \int_0^{\varepsilon_m} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{\varepsilon}_0^2 - \frac{2}{M}\int_0^{\varepsilon} N(\varepsilon)\,d\varepsilon}} - \int_{\varepsilon_m}^{\varepsilon_y} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{\varepsilon}_0^2 - \frac{2}{M}\int_0^{\varepsilon} N(\varepsilon)\,d\varepsilon}}. \qquad (3.29)$$

Если положить, что в конце удара деформация полностью восстанавливается, т. е. $\varepsilon_y = 0$, для времени удара получим

$$t_y = 2\int_0^{\varepsilon_m} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{\varepsilon}_0^2 - \frac{2}{M}\int_0^{\varepsilon} N(\varepsilon)\,d\varepsilon}}. \qquad (3.30)$$

Последнее выражение более предпочтительно для определения времени удара, так как деформация в месте контакта восстанавливается полностью, что характерно для автоматического оружия с его многократным использованием, а ε_y является величиной условной, характеризующей волновые процессы в деталях после окончания удара.

Зависимость $N=N(\varepsilon)$ является результатом решения контактных задач теории упругости. Одним из достаточно общих видов этой зависимости является зависимость [8]

$$N=k\varepsilon^{\frac{2n+1}{2n}}. \tag{3.31}$$

При плотном касании тел $n>1$ и

$$k=\frac{2n}{n+1}\frac{E}{1-\mu^2}\sqrt{\frac{(2n-1)!!}{2n!!}\frac{1}{A}},$$

где E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона; A — коэффициент, зависящий от конфигурации тел в зоне контакта.

Значение показателя n зависит от конфигурации деталей в местах контакта при ударе и определяет характер зависимости $N=N(\varepsilon)$. Более высоким значениям n соответствуют более плотное касание тел в месте контакта при ударе. Значению $n=1$ соответствует точечный контакт (сферическая поверхность в месте удара) и зависимость контактной силы от местного смятия является нелинейной. При $n\longrightarrow\infty$ зависимость $N=N(\varepsilon)$ приближается к линейной и соответствует плотному касанию поверхностей тел в местах контакта при ударе. В автоматическом оружии значительно чаще приходится принимать $n\longrightarrow\infty$.

При $n=1$ выражение (3.31) переходит в формулу Герца

$$N=k\varepsilon^{3/2},$$

которая справедлива для сферических торцов, а

$$k=\frac{4}{3\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)\sqrt{\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}}},$$

где R_1 и R_2 — радиусы закругления торцов соударяемых тел.

При $n\longrightarrow\infty$ выражение (3.31) дает линейную зависимость $N=k\varepsilon$, где k — жесткость деталей, приведенная к месту контакта.

Малые значения n соответствуют вариантам преимущественного влияния местных контактных деформаций, когда сами детали имеют высокую жесткость. Значение $n\longrightarrow\infty$ соответствует случаю определяющего влияния общих деформаций деталей.

Исследование соударения упругих деталей автоматического оружия при $n\longrightarrow\infty$, т. е. при $N=k\varepsilon$, впервые было проведено в [40].

Определим максимальную относительную деформацию деталей с учетом зависимости (3.26). При этом выражение (3.27) приобретает вид $k\int_0^{\varepsilon_m}\varepsilon^{\frac{2n+1}{2n}}d\varepsilon=T_{\text{отн}}$. Откуда

$$\varepsilon_m=\left(\frac{4n+1}{2n}\frac{T_{\text{отн}}}{k}\right)^{2n/(n+1)} \tag{3.32}$$

и максимальное усилие во время удара

$$N_m = k\varepsilon_m^{2n+1/2n} = k\left(\frac{4n+1}{2n}\,\frac{T_{\text{отн}}}{k}\right)^{\frac{2n+1}{4n+1}}.$$

Для относительной деформации в конце удара из уравнения (3.28) аналогично получим

$$\varepsilon_y = \left[\frac{4n+1}{2n}(1-\nabla^2)\,\frac{T_{\text{отн}}}{k}\right]^{2n/(n+1)}.$$

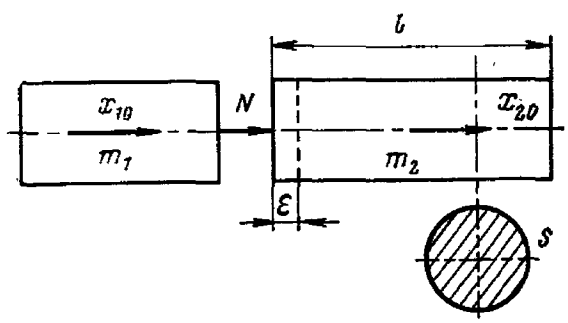

Рис. 3.14. Схема соударения упругих деталей

Для времени удара, подставляя выражение (3.31) в (3.30), имеем

$$t_y = \frac{2}{\varepsilon_0}\int_0^{\varepsilon_m} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{1-\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_m}\right)^{(4n+1)/2n}}}$$

или

$$t_y = \frac{2\varepsilon_m}{\varepsilon_0}\int_0^1 \frac{dz}{\sqrt{1-z^{(4n+1)/2n}}},$$

где $z=\varepsilon/\varepsilon_m$. Полученный определенный интеграл является табличным [19], и для времени удара окончательно имеем

$$t_y = \frac{4n\sqrt{\pi}}{(4n+1)\,\dot{\varepsilon}_0}\left(\frac{4n+1}{2n}\,\frac{T_{\text{отн}}}{C}\right)^{2n/(n+1)} \frac{\Gamma\left(\frac{2n}{4n+1}\right)}{\Gamma\left(\frac{8n+1}{8n+2}\right)}, \qquad (3.33)$$

где $\Gamma(x)$ —гамма-функция, значения которой приведены в [20].

Рассмотрим свободное соударение двух стержней, массы которых равны m_1 и m_2 (рис. 3.14). К такой схеме приводятся многие случаи соударения деталей автоматики. Пусть первый стержень абсолютно жесткий, а второй имеет жесткость $k=SE/l$, где S — площадь сечения стержня; l — его длина; E — модуль упругости 1-го рода. Стержни имеют плоские торцы. Примем $n\longrightarrow\infty$ и силу удара торца $N=k\varepsilon$, где ε — относительная деформация стержней при ударе. В соответствии с формулами (3.16) при $0\leqslant\nabla\leqslant1$:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_{10} - \frac{(1+\nabla)(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{20})}{1+m_1/m_2},$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_{20} + \frac{(1+\nabla)(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{20})}{1+m_2/m_1};$$

$$\Delta T = \frac{1}{2}\,\frac{m_1 m_2}{m_1+m_2}(\dot{x}_{10}-\dot{x}_{20})^2(1-\nabla^2).$$

Для получения более простых зависимостей рассмотрим частный случай, при котором скорость второго стержня до удара $\dot{x}_{20}=0$. Тогда

$$\dot{x}_1=\dot{x}_{10}\left[1-\frac{1+\nabla}{1+m_1/m_2}\right];$$

$$\dot{x}_2=\dot{x}_{10}\frac{1+\nabla}{1+m_2/m_1};$$

$$\Delta T=\frac{1}{2}m_1m_2/(m_1+m_2)[\dot{x}_{10}^2(1-\nabla^2)].$$

Так как в данном случае $\nabla=|\dot{\varepsilon}/\dot{x}_{10}|$, то

$$\dot{x}_1=\dot{x}_{10}-\frac{\dot{x}_{10}-\dot{\varepsilon}}{1+m_1/m_2},\quad \dot{x}_2=\frac{\dot{x}_{10}-\dot{\varepsilon}}{1+m_2/m_1}.$$

На основании (3.25) имеем

$$\dot{\varepsilon}=\sqrt{\dot{x}_{10}^2-2\frac{m_1+m_2}{m_1m_2}\int_0^{\varepsilon}N(\varepsilon)\,d\varepsilon}=\sqrt{\dot{x}_{10}^2-\frac{m_1+m_2}{m_1m_2}k\varepsilon^2}.$$

Время деформации при ударе

$$t=\int_0^{\varepsilon}\frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{x}_{10}^2-2\frac{m_1+m_2}{m_1m_2}\int_0^{\varepsilon}N(\varepsilon)\,d(\varepsilon)}}=\int_0^{\varepsilon}\frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{x}_{10}^2-\frac{m_1+m_2}{m_1m_2}k\varepsilon^2}}.$$

Максимальной деформации соответствует $\dot{\varepsilon}=0$, т. е.

$$\sqrt{\dot{x}_{10}^2-\frac{m_1+m_2}{m_1m_2}k\varepsilon^2}=0.$$

Из этого условия вытекает:

$$\int_0^{\varepsilon_m}N(\varepsilon)\,d\varepsilon=\frac{m_2}{m_1+m_2}\frac{m_1\dot{x}_{10}^2}{2}=\frac{k\varepsilon_m^2}{2}=T_{\text{п}},$$

где $T_{\text{п}}$ — часть энергии первого тела, перешедшая в потенциальную.

Таким образом, максимальная деформация второго стержня

$$\varepsilon_m=\dot{x}_{10}\sqrt{\frac{m_1m_2}{k(m_1+m_2)}}.$$

Максимальная сила удара

$$N_m=k\varepsilon_m=\dot{x}_{10}\sqrt{\frac{km_1m_2}{(m_1+m_2)}}.$$

Максимальные напряжения при ударе

$$\sigma_m = \frac{\dot{x}_{10}}{S}\sqrt{km_1m_2/(m_1+m_2)}.$$

Проверим применимость критерия для формул, вытекающих из теории классического удара [2]: $\beta = t_y/T > 3 \ldots 5$.

Так как $T = 2l/a$, где a — скорость распространения продольной волны, а время удара

$$t_y = 2\int_0^{\varepsilon_m} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{\dot{x}_{10}^2 - \frac{m_1+m_2}{m_1m_2}k\varepsilon^2}} = \frac{2\sqrt{T_п}}{\dot{x}_{10}}\int_0^{\varepsilon_m} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{T_п - \frac{k\varepsilon^2}{2}}} =$$

$$= \pi\sqrt{\frac{m_1m_2}{k(m_1+m_2)}},$$

то условие принимает вид

$$\frac{a}{2l}\pi\sqrt{\frac{m_1m_2}{k(m_1+m_2)}} > 3...5.$$

Исследование полученной зависимости показывает, что использовать классическую теорию ($\nabla \approx 1$) при реально встречающихся

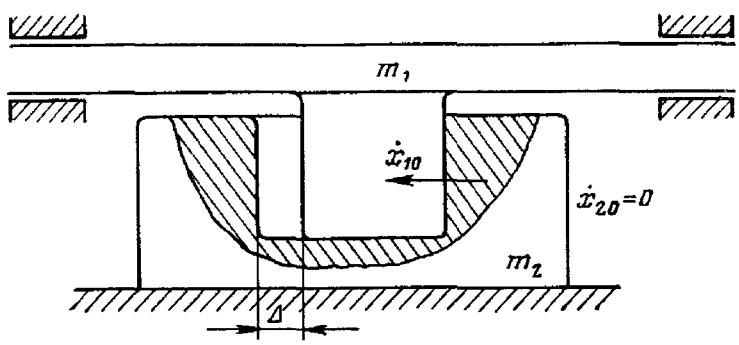

Рис. 3.15. Схема движения звеньев с зазором

размерах и массах можно только при малых значениях k, например, для сравнительно мягких пружин. Для деталей автоматики, обладающих высокой жесткостью, необходимо принимать $\nabla < 1$. При расчетах иногда приходится полагать $\nabla = 0$. Значения $\nabla = 0$ следует принимать, когда удар происходит с удерживающей связью. Даже при наличии зазора в удерживающей связи при расчетах следует принимать $\nabla = 0$. Рассмотрим соударение штока и затвора, соединенных с зазором Δ (рис. 3.15). При движении ползуна назад со скоростью $\dot{x}_{10}$ он ударится о затвор, и затвор, имеющий скорость $\dot{x}_{20} = 0$, пойдет вперед, догонит ползун и ударится о него. После этого удара затвор снизит скорость, ползун догонит затвор и ударит его и т. д. Произойдет серия последовательных соударений ползуна и затвора. Рассмотрим серию этих соударений, приняв, что силы трения и сопротивление пружины на ползун и затвор

не действуют, а энергия движения теряется только при соударении не абсолютно упругих деталей. Эти допущения вполне оправданы из-за сравнительной малости зазора Δ.

При расчете пользуемся последовательно формулами (3. 16). Введем обозначения $\varphi=(1+\nabla)/(m_1+m_2)$ и будем иметь после первого удара ползуна о затвор скорость ползуна $\dot{x}_1^{\mathrm{I}}=\dot{x}_{10}(1-\varphi m_2)$; скорость затвора $\dot{x}_2^{\mathrm{I}}=\dot{x}_{10}\varphi m_1$.

При втором ударе затвора о ползун его скорость

$$\dot{x}_1^{\mathrm{II}}=\dot{x}_1^{\mathrm{I}}+\varphi m_2\left(V_2^{\mathrm{I}}-V_1^{\mathrm{I}}\right)=\dot{x}_{10}(1-\varphi m_2)+$$
$$+\varphi m_2\left(\dot{x}_{10}\varphi m_1-\dot{x}_{10}+\dot{x}_{10}\varphi m_2\right)$$

или
$$\dot{x}_1^{\mathrm{II}}=\dot{x}_1(1-\varphi m_2+\varphi m_2\nabla),$$

скорость затвора после второго соударения

$$\dot{x}_2^{\mathrm{II}}=\dot{x}_2^{\mathrm{I}}-m_1\varphi\left(\dot{x}_2^{\mathrm{I}}-\dot{x}_1^{\mathrm{I}}\right)=\dot{x}_{10}\varphi m_1-\varphi m_1\left(\dot{x}_{10}\varphi m_1-\dot{x}_{10}+\dot{x}_{10}\varphi m_2\right),$$

или $\dot{x}_2^{\mathrm{II}}=\dot{x}_{10}(\varphi m_1-\varphi m_1\nabla)$.

После третьего соударения

$$\dot{x}_1^{\mathrm{III}}=\dot{x}_{10}[1-\varphi m_2(1-\nabla+\nabla^2)],\quad \dot{x}_2^{\mathrm{III}}=\dot{x}_{10}\varphi m_1(1-\nabla+\nabla^2).$$

На основе метода математической индукции при n-м соударении

$$\dot{x}_1^n=\dot{x}_{10}\left[1-\varphi m_2\sum_{i=0}^{n-1}(-\nabla)^i\right];\quad \dot{x}_2^n=\dot{x}_{10}\varphi m_1\sum_{i=0}^{n-1}(-\nabla)^i.$$

При бесконечно большом числе соударений

$$\lim_{n\to\infty}\sum_{i=0}^{n-1}(-\nabla)^i=\frac{1}{1+\nabla},$$

и тогда скорость ползуна в результате соударений

$$\dot{x}_1^{\infty}=\dot{x}_{10}\left(1-\frac{\varphi m_2}{1+\nabla}\right)=\dot{x}_{10}\left(1-\frac{m_2}{m_1+m_2}\right)=\dot{x}_{10}\frac{m_1}{m_1+m_2}.$$

Скорость затвора

$$\dot{x}_2^{\infty}=\dot{x}_{10}\frac{\varphi m_1}{1+\nabla}=\dot{x}_{10}\frac{m_1}{m_1+m_2}.$$

В результате бесконечно большого числа соударений

$$\dot{x}_1^{\infty}=\dot{x}_2^{\infty}=\dot{x}_{10}\frac{m_1}{m_1+m_2}.$$

Эту формулу можно получить непосредственно из формул (3. 16), приняв в них $\nabla=0$. Таким образом, если происходит присоединение к подвижным частям какого-либо звена с удерживаю-

щей связью, сопровождаемое серией соударений за счет зазоров, то можно считать, что происходит как бы соударение абсолютно неупругих тел, при этом коэффициент восстановления скорости должен быть $\nabla=0$.

Случай соударения деталей, перемещающихся в направляющих кожуха, рассмотрим в соответствии с расчетной схемой, для которой были выведены основные уравнения динамики механизмов автоматического оружия (см. разд. 2.2, рис. 2.4).

Механизмы автоматического оружия не работают все одновременно, а включаются и выключаются в заданной последовательности, вследствие чего их структура изменяется. Поэтому механизмы можно исследовать только по участкам с постоянной структурой. На границах участков меняются не только число звеньев, участвующих в работе, но и начальные условия для них, которые определяются в результате решения задачи ударного взаимодействия деталей. При этом, учитывая кратковременность ударных взаимодействий, считается, что положение звеньев сохраняется, а их скорость изменяется скачкообразно.

Получим формулы для изменения скоростей звеньев при ударном включении некоторых звеньев. Допустим, что до удара рассматриваемый механизм состоит из l звеньев, а в некоторый момент времени в него с ударом включается еще $n-l$ звеньев. Если связи между этими $n-l$ звеньями и остальным механизмом являются удерживающими, то после удара рассматриваемый механизм состоит из n звеньев. Если же связь между каким-либо из вновь включающихся звеньев и остальным механизмом неудерживающая, то это звено после удара не будет входить в рассматриваемый механизм. Лишь в частном случае, когда коэффициент восстановления скорости при ударе механизма с этим звеном $\nabla=0$, это звено после удара будет оставаться включенным в механизм, как если бы связь была удерживающей.

Таким образом, с точки зрения исследования удара, удерживающая связь является частным случаем неудерживающей, когда коэффициент восстановления скорости равен нулю.

В общем случае ударное включение i-го звена в механизм происходит тогда, когда до удара $V_{i0}<\nu_i V_{00}$ или $V_{i0}>\nu_i V_{00}$, где V_{00} и V_{i0} — относительные скорости основного и i-го из включаемых звеньев до удара, а ν_i — передаточное число от основного звена к i-му.

Скорости механизма, до удара состоявшего из l звеньев, до и после удара связаны соотношениями:

$$V_{i0}=\nu_i V_{00};\ V_i=\nu_i V_0\ (i=1, 2, \ldots l).$$

Отсюда можно записать

$$V_i=V_{i0}=\nu_i(V_0-V_{00})\ (i=1, 2, \ldots l). \qquad (3.34)$$

Для звеньев, с которыми соударяется механизм, удовлетворяется соотношение для коэффициента восстановления скорости:

$$\nabla_i = -\frac{\nu_i V_0 - V_i}{\nu_i V_{00} - V_{i0}}$$

или $V_i = V_{i0} = \nu_i (V_0 - V_{00}) + (1 + \nabla_i)(\nu_i V_{00} - V_{i0})$, (3. 35)

где V_{00} и V_{i0} — скорости основного звена и i-го звена до удара; V_0 и V_i — скорости тех же звеньев после удара, а $\nu_i V_{00}$ и $\nu_i V_0$ — скорости основного звена до удара и после удара, отображенные на направление движения i-го звена. Пусть N — сила сопротивления звеньев движению основного звена в момент удара, а N_i — сила, действующая на i-е звено со стороны основного (непосредственно или через другие звенья).

Напишем уравнения движения для всех звеньев механизма во время удара:

$$m_0 (\dot{V}_0 + \ddot{x}_к \cos \alpha_0) = -N \quad (i = 1, 2, \ldots n); \tag{3. 36}$$

$$m_i (\dot{V}_i + \ddot{x}_к \cos \alpha_i) = N_i; \tag{3. 37}$$

$$\left(m_к + \sum_{i=1}^{n} m_i \sin^2 \alpha_i \right) \ddot{x}_к = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\nu_i}{\eta_i} - \cos \alpha_i \right) N_i. \tag{3. 38}$$

Кроме того, силы N и N_i, являющиеся внутренними, связаны соотношением

$$N = \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} N_i. \tag{3. 39}$$

При определении η_i необходимо учитывать, что коэффициенты трения при ударе отличаются от их значений при плавной работе.

Подставляя в соотношение (3. 39) выражения для сил (3. 36) и (3. 37) и интегрируя, получим

$$m_0 (V_0 - V_{00}) + \left(m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i \cos \alpha_i}{\eta_i} m_i \right) (\dot{x}_к - \dot{x}_{к0}) + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i (V_i - V_{i0}) = 0. \tag{3. 40}$$

Суммируя уравнения (3. 36), (3. 38) с проекциями уравнений (3. 37) на направление отката и интегрируя результат, имеем

$$m_0 (V_0 - V_{00}) + \left(m_0 + m_к + \sum_{i=1}^{n} m_i \right) (\dot{x}_к - \dot{x}_{к0}) + \sum_{i=1}^{n} m_i (V_i - V_{i0}) \cos \alpha_i = 0. \tag{3. 41}$$

Заменим в уравнениях (3.40) и (3.41) величины $V_i - V_{i0}$ для звеньев ($i=1, 2, \ldots, l$) выражениями (3.34), а для звеньев ($i=l+1, \ldots, n$) их выражениями (3.35). Получим

$$\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\nu_i m_i\cos\alpha_i\right)(V_0-V_{00})+\left(m_0+m_к+\sum_{i=1}^{m}m_i\right)(\dot{x}_к-\dot{x}_{к0})=$$

$$=-\sum_{i=l+1}^{n}m_i(1+\nabla_i)(\nu_i V_{00}-V_{i0})\cos\alpha_i;$$

$$\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}m_i\right)(V_0-V_{00})+\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i\cos\alpha_i}{\eta_i}m_i\right)(\dot{x}_к-\dot{x}_{к0})=$$

$$=-\sum_{i=l+1}^{n}\frac{\nu_i m_i}{\nu_i}(1+\nabla_i)(\nu_i V_{00}-V_{i0}).$$

Используя обозначения для приведенных масс (разд. 2.2)

$$M_{пр}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i^2}{\eta_i}m_i;\quad M_{ор}=m_0+m_к+\sum_{i=1}^{n}m_i;$$

$$M_\nu=m_0+\sum_{i=1}^{n}m_i\nu_i\cos\alpha_i;\quad M_\eta=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i\cos\alpha_i}{\eta_i}m_i,$$

имеем

$$M_\nu(V_0-V_{00})+M_{ор}(\dot{x}_к-\dot{x}_{к0})=$$

$$=-\sum_{i=l+1}^{n}m_i(1+\nabla_i)(\nu_i V_{00}-V_{i0})\cos\alpha_i;$$

$$M_{пр}(V_0-V_{00})+M_\eta(\dot{x}_к-\dot{x}_{к0})=-\sum_{i=l+1}^{n}\frac{\nu_i m_i}{\eta_i}(1+\nabla_i)(\nu_i V_{00}-V_{i0}).$$

Откуда для скоростей основного звена и кожуха после удара получим

$$V_0=V_{00}-\frac{\sum_{i=l+1}^{n}m_i(1+\nabla_i)\left(M_{ор}\frac{\nu_i}{\eta_i}-M_\eta\cos\alpha_i\right)(\nu_i V_{00}-V_{i0})}{M_{ор}M_{пр}-M_\nu M_\eta};\qquad(3.42)$$

$$\dot{x}_к=\dot{x}_{к0}+\frac{\sum_{i=l+1}^{n}m_i(1+\nabla_i)\left(M_\nu\frac{\nu_i}{\eta_i}-M_{пр}\cos\alpha_i\right)(\nu_i V_{00}-V_{i0})}{M_{ор}M_{пр}-M_\nu M_\eta}.\qquad(3.43)$$

Определив по этим формулам V_0 и $\dot{x}_к$ из выражений (3.34), (3.35), можно найти все остальные неизвестные V_i.

Частным случаем удара в механизме автоматического оружия является случай разрывного изменения одного или нескольких передаточных чисел ν_i.

В этом случае число звеньев, входящих в механизм, при ударе не меняется, а роль ударяемых звеньев играют звенья, передаточные числа которых испытывают разрыв.

Предположим, что передаточные числа для звеньев ($i=l+1, \ldots, n$) меняются скачком от значений ν_{i0} до ν_i. Тогда до удара скорости звеньев механизма удовлетворяют соотношениям

$$V_{i0}=\nu_{i0}V_{00} \quad (i=l+1,\ldots n) \tag{3.44}$$

и, следовательно, $V_{i0}\neq\nu_i V_{00}$. Таким образом, случай разрывного изменения некоторых передаточных чисел действительно является частным случаем удара, когда скорости ударяемых звеньев до удара определяются формулой (3.44), а коэффициенты восстановления скорости $\nabla_i=0$.

Учитывая это в выражениях (3.42) и (3.43), получим для изменения скоростей основного звена и кожуха в результате скачкообразного изменения передаточного числа

$$V_0=V_{00}\left[1-\frac{\sum\limits_{i=l+1}^{n} m_i(\nu_i-\nu_{i0})\left(M_{op}\frac{\nu_i}{\eta_i}-M_\eta\cos\alpha_i\right)}{M_{op}M_{пр}-M_\nu M_\eta}\right];$$

$$\dot{x}_к=\dot{x}_{к0}+\frac{\sum\limits_{i=l+1}^{n} m_i(\nu_i-\nu_{i0})\left(M_\nu\frac{\nu_i}{\eta_i}-M_{пр}\cos\alpha_i\right)}{M_{op}M_{пр}-M_\nu M_\eta}V_{00}.$$

Для определения усилий, возникающих при ударе в деталях механизма, воспользуемся, как и в предыдущем случае, зависимостью силы от относительной деформации $N_i=N_i(\varepsilon_i)$. С учетом этой зависимости уравнения (3.36) — (3.38) перепишем как

$$m_0(\dot{V}_0+\ddot{x}_к)=-\sum_{i=1}^{n}\frac{\nu_i}{\eta_i}N_i(\varepsilon_i); \tag{3.45}$$

$$m_i(\dot{V}_i+\ddot{x}_к\cos\alpha_i)=N_i(\varepsilon_i) \quad (i=1, 2, \ldots n); \tag{3.46}$$

$$\left(m_к+\sum_{i=1}^{n} m_i\sin^2\alpha_i\right)\ddot{x}_к=\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\nu_i}{\eta_i}-\cos\alpha_i\right)N_i(\varepsilon_i). \tag{3.47}$$

Для второй производной от относительной деформации между основным звеном и некоторой j-й деталью будет справедливо соотношение

$$\ddot{\varepsilon}_j = \nu_j \dot{V}_0 - \dot{V}_j. \tag{3.48}$$

Исключая из выражений (3.45) — (3.48) скорости деталей и кожуха, получим

$$\ddot{\varepsilon}_j + \frac{N_j(\varepsilon_j)}{m_j} + \sum_{l=1}^{n} \left[\frac{\nu_j}{m_0} \frac{\nu_l}{\eta_l} + \frac{\nu_j - \cos\alpha_j}{m_к + \sum_{l=1}^{n} m_l \sin^2\alpha_l} \left(\frac{\nu_l}{\eta_l} - \cos\alpha_l \right) \right] \times$$

$$\times N_l(\varepsilon_l) = 0, \quad (j = 1, 2, \ldots n). \tag{3.49}$$

Решение и исследование системы в общем случае нелинейных дифференциальных уравнений при известных функциях $N_i(\varepsilon_i)$

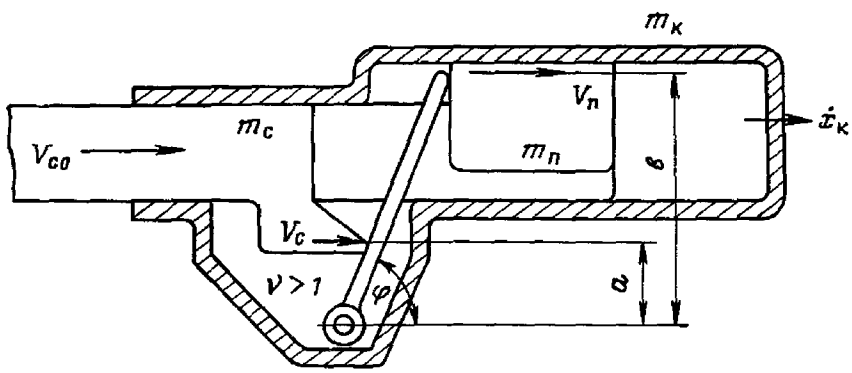

Рис. 3.16. Схема рычажного ударного ускорителя

при наличии современной вычислительной техники принципиальных трудностей не вызывают. Трудоемкость же исследования определяется количеством участвующих в ударе звеньев.

Для иллюстрации применения полученных формул рассмотрим некоторые наиболее типичные случаи ударного взаимодействия.

Пример 3.3. В автоматическом оружии с коротким ходом ствола включение в работу ускорительного механизма часто происходит с ударом. При этом в некоторых случаях ствол массой m_c через рычажный ускоритель с передаточным числом ν и коэффициентом полезного действия η ударяет ползун затвора массой $m_п$ (рис. 3.16). Принимая за основное звено ствол, будем иметь одно рабочее звено — ползун, удар которого со стволом характеризуется коэффициентом восстановления ∇. Так как ползун движется в том же направлении, что и ствол ($\cos\alpha_i = 1$), приведенные массы определятся как:

$$M_{пр} = m_c + \frac{\nu^2}{\eta} m_п; \quad M_{ор} = m_c + m_к + m_п;$$

$$M_\nu = m_c + \nu m_п; \quad M_\eta = m_c + \frac{\nu}{\eta} m_п,$$

и из уравнений (3.42) и (3.43) можно получить

$$V_c = V_{c0} - (1+\nabla)\frac{\left[\left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c + \frac{\nu}{\eta}m_к\right]m_п(\nu V_{c0} - V_{п0})}{m_c m_к + \frac{\nu^2}{\eta}m_п m_к + (\nu-1)\left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c m_п};$$

$$\dot{x}_к = \dot{x}_{к0} + (1+\nabla)\frac{\left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c m_п(\nu V_{c0} - V_{п0})}{m_c m_к + \frac{\nu^2}{\eta}m_п m_к + (\nu-1)\left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c m_п}.$$

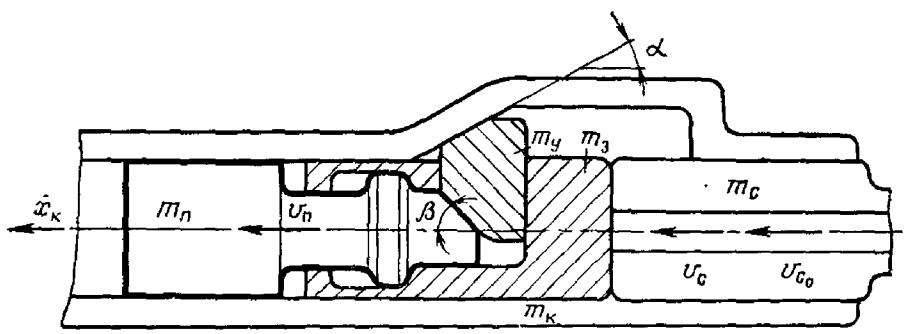

Рис. 3.17. Схема клиновидного ускорителя

Скорость ползуна определяется из уравнения (3.35) как

$V_п - V_{п0} = \nu(V_c - V_{c0}) + (1+\nabla)(\nu V_{c0} - V_{п0})$, откуда получим

$$V_п = V_{п0} + (1+\nabla)\frac{\left[m_c m_к - \left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c m_п\right](\nu V_{c0} - V_{п0})}{m_c m_к + \frac{\nu^2}{\eta}m_п m_к + (\nu-1)\left(\frac{\nu}{\eta}-1\right)m_c m_п}.$$

При жестком креплении оружия $m_к \to \infty$, а для скоростей после удара

$$\dot{x}_к = \dot{x}_{к0} = 0;$$

$$V_c = V_{c0} - (1+\nabla)\frac{\frac{\nu}{\eta}m_п(\nu V_{c0} - V_{п0})}{m_c + \frac{\nu^2}{\eta}m_п};$$

$$V_п = V_{п0} + (1+\nabla)\frac{m_c(\nu V_{c0} - V_{п0})}{m_c + \frac{\nu^2}{\eta}m_п};$$

где $\nu = b/a$, а $\eta \approx (1 - f\operatorname{ctg}\varphi)/(1 + f\operatorname{ctg}\varphi)$.

Пример 3.4. Рассмотрим еще один тип ускорительного механизма — клиновой (рис. 3.17). В соответствии с расчетной схемой имеем:

1) косинусы углов, определяющих направление движения в ударе деталей,

$$\cos\alpha_y = 0; \quad \cos\alpha_п = 1;$$

2) передаточное число и коэффициент полезного действия передачи от ствола к ускорителю

$$\nu_{с.у} = \operatorname{tg}\alpha;\ \eta_{с.у} = [(1 - 2f\nu_{с.у})/(\nu_{с.у} + 2f)]\nu_{с.у};$$

3) передаточное число и коэффициент полезного действия передачи от ствола к ползуну

$$\nu_{с.п} = \nu_{с.у}\nu_{у.п} = \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta;\ \eta_{с.п} = \eta_{с.у}\eta_{у.п} = \frac{1 - 2f\nu_{с.у}}{\nu_{с.у} + 2f}\nu_{с.у}\frac{1 - 2f\nu_{у.п}}{\nu_{у.п} + 2f}\nu_{у.п}.$$

Обозначая через $\nabla_у$ и $\nabla_п$ коэффициенты восстановления скорости при взаимодействии с ускорителем и ползуном, из формул (3.42) и (3.43) получим

$$V_с = V_{с0}\times$$

$$\times\left[1 - \frac{(1+\nabla_у)(\nu_{с.у}-1)\dfrac{\nu_{с.у}}{\eta_{с.у}}M_{ор}m_у + (1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\left(M_0\dfrac{\nu_{с.п}}{\eta_{с.п}} - M_\eta\right)m_п}{M_{ор}M_{пр} - M_\nu M_\eta}\right];$$

$$\dot{x}_к = \dot{x}_{к0} + V_{с0}\times$$

$$\times\frac{(1+\nabla_у)(\nu_{с.у}-1)\dfrac{\nu_{с.у}}{\eta_{с.у}}M_\nu m_у + (1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\left(M_\nu\dfrac{\nu_{с.п}}{\eta_{с.п}} - M_{пр}\right)m_п}{M_{ор}M_{пр} - M_\nu M_\eta},$$

где

$$M_{пр} = m_с + m_з + \frac{\nu^2_{с.у}}{\eta_{с.у}}m_у + \frac{\nu^2_{с.п}}{\eta_{с.п}}m_п;$$

$$M_{ор} = m_с + m_з + m_к + m_п + m_у;$$

$$M_\nu = m_с + m_з + \nu_{с.п}m_п;$$

$$M_\eta = m_с + m_з + \frac{\nu_{с.п}}{\eta_{с.п}}m_п.$$

Скорость ползуна определяется из уравнения (3.35) как

$$V_п - V_{с0} = \nu_{с.п}(V_с - V_{с0}) + (1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\,V_{с0},$$

откуда имеем

$$V_п = V_{с0}\left[1 + \frac{(1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\left(M_{ор}M_{пр} - M_{ор}\dfrac{\nu^2_{с.п}}{\eta_{с.п}}m_п - M_\nu M_\eta + M_\nu\nu_{с.п}m_п\right) - (1+\nabla_{с.у})(\nu_{с.у}-1)\dfrac{\nu^2_{с.у}}{\eta_{с.у}}M_{ср}m_у}{M_{ор}M_{пр} - M_\nu M_\eta}\right].$$

При жестком креплении оружия $M_{ор} \to \infty$, а для скоростей после удара получим

$$V_c = \left[1 - \frac{(1+\nabla_у)(\nu_{с.у}-1)\dfrac{\nu_{с.у}}{\eta_{с.у}} m_у + (1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\dfrac{\nu_{с.п}}{\eta_{с.п}} m_п}{m_с + m_з + \dfrac{\nu^2_{с.у}}{\eta_{с.у}} m_у + \dfrac{\nu^2_{с.п}}{\eta_{с.п}} m_п}\right] V_{с0};$$

$$V_п = \left[1 + \frac{(1+\nabla_п)(\nu_{с.п}-1)\left(m_с + m_з + \dfrac{\nu^2_{с.п}}{\eta_{с.п}} m_п\right) - (1+\nabla_у)(\nu_{с.у}-1)\dfrac{\nu^2_{с.у}}{\eta_{с.у}} m_у}{m_с + m_з + \dfrac{\nu^2_{с.у}}{\eta_{с.у}} m_у + \dfrac{\nu^2_{с.п}}{\eta_{с.п}} m_п}\right] V_{с0}.$$

При расчетах автоматики часто встречаются случаи соударения плоских кулачков. Рассмотрим, для примера, удар ползуна автоматики о толкатель ленты (рис. 3.18). Масса ползуна автоматики m_1, масса толкателя ленты m_2. Их скорости до удара соответственно равны V_{01} и V_{02}. Скорость ползуна автоматики после удара

$$V_1 = \frac{\left(1 - \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\nabla\right)V_{01} + (1+\nabla)\dfrac{\nu}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}V_{02}}{1 + \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}}.$$

Скорость толкателя ленты после удара

$$V_2 = \nabla(\nu V_{01} - V_{02}) + \nu\frac{\left(1 - \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\nabla\right)V_{01} + (1+\nabla)\dfrac{\nu}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}V_{02}}{1 + \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}}.$$

Если скорость толкателя до удара $V_{02}=0$, то

$$V_1 = \frac{1 - \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\nabla}{1 + \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}} V_{01};$$

$$V_2 = \nu V_{01}\left(\nabla + \frac{1 - \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\nabla}{1 + \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}}\right).$$

Если связь между звеньями удерживающая, то $\nabla=0$ и

$$V_1 = \frac{V_{01}}{1 + \dfrac{\nu^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}}; \quad V_2 = \nu V_1.$$

Для плоского кулачка $\nu = \operatorname{tg}\alpha$; $\eta = \operatorname{tg}\alpha/\operatorname{tg}(\alpha+2\varrho)$.

Тогда $$V_1 = \frac{V_{01}}{1 + \dfrac{m_2}{m_1}\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}(\alpha+2\varrho)}; \quad V_2 = V_1\operatorname{tg}\alpha.$$

В системах автоматического оружия часто встречается запирание при помощи поворота затвора или боевой личинки (рис. 3. 19).

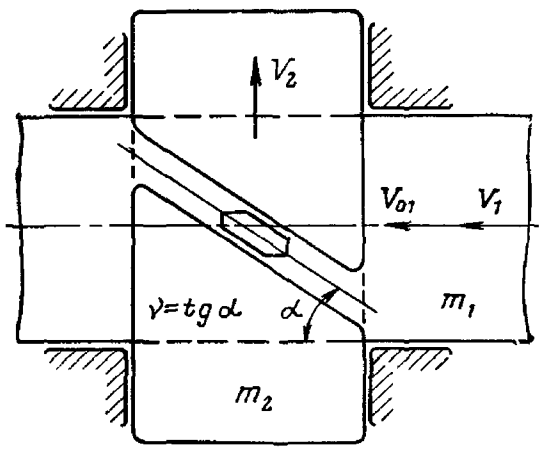

Рис. 3.18. Схема механизма подачи

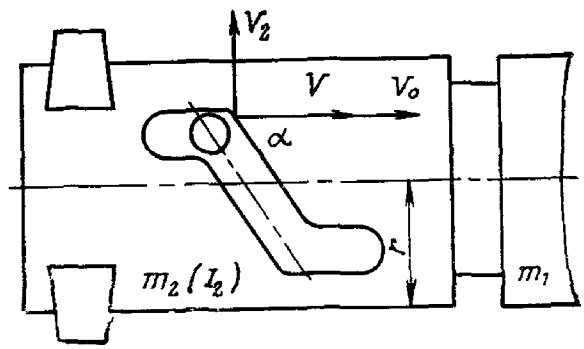

Рис. 3.19. Схема затвора с поворотом личинки

В таких системах при отпирании затвора может происходить соударение штыря ударника с винтовой частью паза затвора.

Если обозначить V_0 и V — скорости ударника до удара и после удара, Ω_0 и Ω — угловые скорости затвора до удара и после удара, $I_2 = m_2\varrho_{cp}^2$ — момент инерции затвора, m_1 — масса ударника и коэффициент восстановления скорости для рассматриваемого случая принять $\nabla = (\Omega - \varkappa V)/(\varkappa V_0 - \Omega_0)$, то скорость ударника после удара

$$V = \frac{\left(1 - \dfrac{\varkappa}{\eta}\nabla\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2\right)V_0 + (1+\nabla)\dfrac{\varkappa}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2\Omega_0}{1 + \dfrac{\varkappa^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2}$$

и угловая скорость затвора после удара

$$\Omega = \nabla(\varkappa V_0 - \Omega_0) + \varkappa\frac{\left(1 - \dfrac{\varkappa^2}{\eta}\nabla\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2\right)V_0 + (1+\nabla)\dfrac{\varkappa}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2\Omega_0}{1 + \dfrac{\varkappa^2}{\eta}\dfrac{m_2}{m_1}\varrho_{cp}^2}.$$

В полученных выражениях $\varkappa = \Omega/V = \operatorname{tg}\alpha/r$ — передаточное число связи (от затвора к ударнику),

$\eta = \dfrac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+2\varrho)}$ — КПД связи.

Если затвор до удара не имеет угловой скорости ($\Omega_0=0$) и связь можно считать удерживающей, то формулы для подсчета скоростей после удара соответственно принимают вид

$$V=\frac{V_0}{1+\frac{\varkappa^2}{\eta}\frac{m_2}{m_1}\varrho_{\text{ср}}^2};\quad \Omega=\frac{\varkappa V_0}{1+\frac{\varkappa^2}{\eta}\frac{m_2}{m_1}\varrho_{\text{ср}}^2}.$$

35. МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

Расчет движения автоматики осуществляется в процессе решения систем дифференциальных уравнений вида (2.12), (2.17) и т. д. при аргументах x или t. Для различных участков отката или наката могут меняться сами уравнения или их коэффициенты вследствие включения в работу различных механизмов и перемены характера действующих сил. При этом в некоторые моменты коэффициенты уравнений могут меняться разрывно. Поэтому при анализе циклограммы автоматики необходимо выбрать участки, которые описываются уравнениями без разрывов, и в соответствии с характером уравнения выбирать метод его решения. Расчет автоматики сводится к нахождению законов $V=V(x)$ и $t=t(x)$ или $V=V(t)$ и $x=x(t)$ для основного звена и некоторых побочных звеньев механизма, а также в определении времени цикла автоматики $T_{\text{ц}}$. В ряде случаев необходимо бывает определить усилия реакций и инерционные силы, действующие на детали автоматики.

При выборе того или иного метода надо оценивать достоверность и точность исходных данных. Нецелесообразно выбирать метод, обеспечивающий высокую точность расчета, если исходные данные определены с большими ошибками.

Для расчета движения автоматики можно использовать: аналитические методы, графоаналитические и методы численного интегрирования.

Наиболее предпочтительны, если есть возможность их практического использования, точные аналитические методы. Необходимо отметить, что с достаточной степенью точности они могут быть применены только в отдельных случаях. Приближенные аналитические методы в связи со сложностью правых частей уравнений движения автоматики приводят к громоздким зависимостям, затрудняющим их практическое использование.

Графоаналитические методы [9, 17] субъективны и не обладают необходимой точностью. Наибольшее распространение для расчета движения автоматики получили в настоящее время численные методы с использованием клавишных машин или малых ЭВМ.

Как уже указывалось, точные аналитические методы находят применение в отдельных случаях, в частности, когда уравнения движения приводятся к линейным.

Рассмотрим основные зависимости, которые можно использовать при расчетах движения звена под воздействием пружины с учетом сил трения при движении. Гистерезис в диаграмме $\Pi = \Pi(x)$, возникающий из-за потерь на внутреннее трение, можно учесть тем, что для сжатия пружины и ее разжатия принять различные коэффициенты жесткости. Рассмотрим вначале движение звена массой $M_{пр}$, которое, перемещаясь, сжимает невесомую пружину. Первое уравнение системы (2. 14) можно представить для этого случая в виде

$$(V^2)' = \frac{2P_{пр} - 2V^2 M_{\Sigma}}{M_{пр}}.$$

Для $M_{пр} = \text{const}$ величина $M_{\Sigma} = 0$. Усилие пружины является силой сопротивления и $P_{пр} = -\Pi_0 - kx - R$. При начальных условиях $V(0) = V_0$, $x(0) = 0$ и $t(0) = 0$ решение уравнения будет иметь вид

$$V = \sqrt{V_0^2 - 2\frac{\Pi_0 + R}{M_{пр}}x - \frac{k}{M_{пр}}x^2}.$$

Так как $t = \int_0^x dx/V$, то, подставляя полученное значение V, после преобразований получим

$$t = \frac{1}{\omega}\left[\arcsin\frac{kx + \Pi_0 + R}{\sqrt{M_{пр}kV_0^2 + (\Pi_0 + R)^2}} - \arcsin\frac{\Pi_0 + R}{\sqrt{M_{пр}kV_0^2 + (\Pi_0 + R)^2}}\right],$$

где $\omega = \sqrt{\frac{k}{M_{пр}}}$ — круговая частота собственных колебаний.

Первое уравнение системы (2. 12) для случая сжатия пружины будет иметь вид

$$\dot{V} = \frac{P_{пр} - V^2 M_{\Sigma}}{M_{пр}}.$$

При $M_{пр} = \text{const}$ и при тех же начальных условиях, т. е. $V(0) = V_0$, $x(0) = 0$, $t(0) = 0$, получим зависимости для перемещения и скорости в функции времени

$$x = \frac{\Pi_0 + R}{k}\cos\omega t + \frac{V_0}{\omega}\sin\omega t - \frac{\Pi_0 + R}{k},$$

$$V = V_0\cos\omega t - \frac{\Pi_0 + R}{k}\omega\sin\omega t.$$

Для случая движения тела под действием разжимающейся пружины ее усилие является движущим и $P_{пр}=\Pi_\lambda - kx - R$, где $\Pi_\lambda=\Pi_0+k\lambda$, а λ — максимальное перемещение массы $M_{пр}$:

$$V=\sqrt{V_0^2+\frac{2(\Pi_\lambda-R)}{M_{пр}}x-\frac{k}{M_{пр}}x^2},$$

$$t=\frac{1}{\omega}\left[\arcsin\frac{R-\Pi_\lambda-kx}{\sqrt{M_{пр}kV_0^2+(\Pi_\lambda-R)^2}}-\arcsin\frac{R-\Pi_\lambda}{\sqrt{M_{пр}kV_0^2+(\Pi_\lambda-R)^2}}\right]$$

и соответственно

$$x=\frac{R-\Pi_\lambda}{k}\cos\omega t+\frac{V_0}{\omega}\sin\omega t+\frac{\Pi_\lambda-R}{k},$$

$$V=V_0\cos\omega t+\frac{\Pi_\lambda-R}{k}\omega\sin\omega t.$$

Анализ полученных уравнений показывает, что учет силы R в уравнениях движения равносилен переносу графика $\Pi=\Pi(x)$ на величину R вверх для случая сжатия пружины или вниз для случая движения под действием разжимающей пружины.

В работе [40] рассмотрены ряд случаев аналитического решения уравнений движения автоматики.

Наиболее точными методами приближенного решения уравнений движения автоматики являются численные методы. Они позволяют также использовать для расчета различного рода вычислительные машины, применение которых делает возможным проведение большого числа вычислительных операций за короткое время. Перейдем к рассмотрению основных численных методов, наиболее приемлемых по различным причинам для решения уравнений движения автоматики.

В настоящее время известно много различных методов численного решения дифференциальных уравнений. Эти методы разбиваются на две основные группы: одношаговые и разностные.

В одношаговых методах в основу численного решения положено значение функции и ее производных в начале рассматриваемого участка. В разностных методах вычисление ведется с помощью конечных разностей, определяемых значениями функции и ее производных на нескольких участках.

Прежде чем перейти к выбору наиболее приемлемых методов для расчета движения автоматики, остановимся на выборе аргумента для интегрирования.

Аргумент x очень удобен в том случае, когда коэффициенты уравнения имеют разрывы. При этом в ряде случаев вести расчет без интерполяции в точках разрыва можно только по x. Однако в некоторых случаях обстоятельства вынуждают вести интегрирование при аргументе t. Так, например, решение системы уравнений (2.17) удобнее проводить при аргументе t, так как при интегрировании по пути очень затруднительна увязка функции x с аргу-

ментом $x_к$ и наоборот. В практических расчетах автоматики часто встречается вариант нулевых начальных условий, т. е. $x(0)=0$, $V(0)=0$ и $t(0)=0$. При $V(0)=0$ величина производной $t'(0)$ равна бесконечности и интегрировать при аргументе x невозможно. Величина $V'(0)$ здесь также равна бесконечности. При $V(0)=0$ можно начать интегрирование при аргументе t и, получив начальные значения x_1, t_1 и V_1, продолжать его дальше при аргументе x.

Одним из наиболее распространенных разностных методов численного интегрирования является метод Адамса, усовершенствованный Крыловым. Метод Адамса — Крылова для начала интегрирования требует вычисления ряда значений функции и производной каким-либо другим методом. Кроме того, если коэффициенты уравнения изменяются недостаточно плавно, при вычислении каждого очередного значения функции нужно проводить уточнение решения.

Практика применения метода Адамса — Крылова для расчетов движения автоматики показывает, что его применение оправдано только в тех случаях, когда нет разрывов коэффициентов уравнений.

При наличии разрывов коэффициентов уравнений и при резком изменении их значений более удобны для расчета движения автоматики одношаговые методы, например, методы Рунге — Кутта. Эти широко известные методы обладают целым рядом очень важных преимуществ: они являются одноступенчатыми и поэтому при интегрировании нужна информация только о предыдущей точке; при решении произвольным образом можно менять шаг; при интегрировании не требуется вычисления производных; ошибка метода пропорциональна kh^{p+1}, где h — шаг интегрирования; k — коэффициент, а p — порядок метода. Методы Рунге — Кутта согласуются с разложением в ряд Тейлора до $(p+1)$ члена.

Если в качестве исходной системы уравнений движения автоматики принята система для основного звена при известном $v'=v'(x)$

$$V'=\Phi_1(x, t, V);\ t'=\Phi_2(V),$$

то значение функций при шаге интегрирования $h=\Delta x$ последовательно вычисляется по формулам

$$V_{j+1}=V_j+\Delta V_j=V_j+\Phi_V\Delta x;\ t_{j+1}=t_j+\Delta t_j=t_j+\Phi_t\Delta x.$$

Функции $\Phi_V=\Phi_V(x_j, t_j, V_j)$ и $\Phi_t=\Phi_t(V_j)$ зависят от порядка метода, т. е. от принятого числа членов разложения функции в ряд Тейлора и выбранной схемы интегрирования.

В методах Рунге — Кутта первого порядка, как и в методах более высоких порядков, коэффициенты Φ_V и Φ_t связаны системой уравнений, которые получаются из условия обеспечения необходимой точности. Выбор этих коэффициентов произволен и обычно обу-

славливается обеспечением расчетной схемы с наименьшим числом вычислительных операций.

Применение методов Рунге — Кутта для расчетов движения автоматики рассмотрено в [40]. Практика их использования показывает, что для приближенных расчетов могут быть применены методы первого и второго порядков. Для более точных и ответственных расчетов при ручном счете следует рекомендовать методы Рунге — Кутта третьего порядка. При этом можно выбрать схему, несколько сокращающую промежуточные вычисления при подсчете коэффициентов.

При этом $\Phi_V \Delta x = \frac{1}{6}(\vartheta_{1j} + \vartheta_{2j} + 4\vartheta_{3j})$;

$$\Phi_t \Delta x = \frac{1}{6}(\tau_{1j} + \tau_{2j} + 4\tau_{3j}).$$

Значения коэффициентов в предыдущих формулах определяются зависимостями:

$$\vartheta_{1j} = \Delta x \Phi_1(x_j,\ t_j,\ V_j);$$

$$\vartheta_{2j} = \Delta x \Phi_1(x_j + \Delta x,\ V_j + \vartheta_{1j},\ t_j + \tau_{1j});$$

$$\vartheta_{3j} = \Delta x \Phi_1\left(x_j + \frac{1}{2}\Delta x,\ V_j + \frac{\vartheta_{2j} + \vartheta_{1j}}{4},\ t_j + \frac{\tau_{2j} + \tau_{1j}}{4}\right);$$

$$\tau_{1j} = \Delta x \Phi_2(V_j);$$

$$\tau_{2j} = \Delta x \Phi_2(V_j + \vartheta_{1j});$$

$$\tau_{3j} = \Delta x \Phi_2\left(V_j + \frac{\vartheta_{2j} + \vartheta_{1j}}{4}\right).$$

Величины скоростей и времени определяются по формулам:

$$V_{i+1} = V_i + \Delta x \Phi_V = V_i + \frac{1}{6}(\vartheta_{1j} + \vartheta_{2j} + 4\vartheta_{3j});$$

$$t_{i+1} = t_i + \Delta x \Phi_t = t_i + \frac{1}{6}(\tau_{1j} + \tau_{2j} + 4\tau_{3j}).$$

Методы Рунге — Кутта четвертого порядка служат основой стандартных программ для решения систем дифференциальных уравнений на ЭВМ.

Решать системы уравнений необходимо при тщательном анализе циклограммы или сетевого графика. При выборе в качестве аргумента x удобно совмещать сетевой график и фазовые траектории для основного звена и главных побочных звеньев. На рис. 3.20 показаны совмещенные сетевой график и фазовые траектории для ствола и затвора системы, циклограмма которой приведена на рис. 1.2. Движение ствола в этой системе описывается системой уравнений

$$(\dot{x}_c)' = \Phi_1;\ t_c' = \Phi_2.$$

При этом до начала работы ускорителя $\dot{x}_з = \dot{x}_с$ они движутся совместно и $M_{пр} = m_с + m_з$. В период работы ускорителя $\dot{x}_з = v_з \dot{x}_с$, и приведенная масса ствола, если принять по сравнительной малости $I_{уск} = 0$,

$$M_{пр} = m_с + \frac{v_з^2}{\eta_{iз}} m_з.$$

С момента присоединения толкателя ленты (точка 3*а*)

$$M_{пр} = m_с + \frac{v_з^2}{\eta_{iз}} m_з + \frac{v_т^2}{\eta_{iт}} m_т.$$

Если включение ускорителя в работу происходит с ударом ($v_з(0) > 1$), то начальные значения скорости ствола и затвора вы-

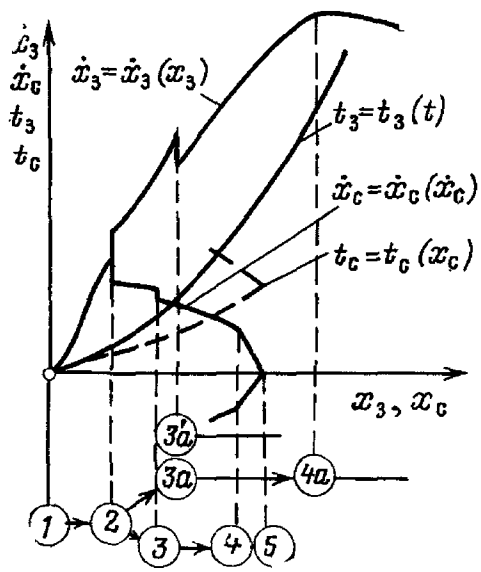

Рис. 3.20. Построение фазовой диаграммы для системы с коротким ходом ствола

числяются в соответствии с формулами разд. 3.4 (пример 3.3). Если ударно включается подающий механизм, то изменение скорости затвора и ствола также подсчитывается по зависимости разд. 3.4.

ГЛАВА 4

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОННЫХ МАШИН ДЛЯ РАСЧЕТА И ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

4.1. ПРИМЕНЕНИЕ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ РАСЧЕТА И ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ АВТОМАТИКИ

Развитие электронных вычислительных машин, наблюдаемое в последнее время, заставило пересмотреть отношение к методам расчета автоматики. Основной задачей при расчете механизмов автоматики по-прежнему остается задача определения ускорений, скоростей и перемещений звеньев или всего оружия. Решение этой задачи сводится к интегрированию системы дифференциальных уравнений. При отсутствии вычислительных средств наиболее приемлемыми методами решения дифференциальных уравнений были аналитические и численные, позволяющие проводить интегрирование с достаточной для прикидочных расчетов точностью. Создание аналоговых вычислительных машин (АВМ), специально предназначенных для решения дифференциальных уравнений, явилось первым шагом на пути замены перечисленных выше методов. Это, конечно, не означает полного отказа от аналитического метода решения дифференциальных уравнений, который был и остается наиболее удобным и точным. Однако его применение возможно лишь в некоторых частных случаях расчета и исследования работы реальных механизмов автоматики. Обычно работа механизмов автоматики описывается нелинейными дифференциальными уравнениями.

Использование АВМ значительно сократило время, затрачиваемое на решение уравнений автоматики, но при этом выигрыша в точности решений добиться не удалось. Причины невысокой точности расчета параметров движения звеньев заключаются не только в принципах работы самих АВМ, основанных на подобии реально протекающих процессов в механизмах и процессов изменения электрических величин (токов и напряжений) в электрических цепях. Одной из основных причин невысокой точности интегрирования является неточность задания коэффициентов дифференциальных уравнений. Для решения уравнения движения основного звена автоматики необходимо знать законы изменения всех сил, действующих на звенья, передаточных чисел от основного к рабо-

чим звеньям и коэффициентов полезного действия передач. Даже при точном знании законов изменения сил, действующих на звенья механизма, и законов изменения передаточных чисел, эти законы в АВМ точно задать не удается, чему виной принципы построения блоков нелинейностей.

Правильное определение коэффициента полезного действия для неустановившегося движения звеньев возможно только при известной форме движения, которая сама зависит от мгновенных значений КПД. Это противоречие может быть разрешено только с помощью методов последовательных приближений, в основу которых должен быть положен анализ ролей звеньев при их взаимодействии (определение ведущих звеньев).

Проведение такого анализа на АВМ весьма трудная, а подчас и невозможная задача.

Следует отметить еще одно обстоятельство, затрудняющее интегрирование уравнений движения звеньев автоматики на АВМ, а именно, переменность структуры уравнений, вызванную включением в работу и выключением из нее различных звеньев на разных этапах функционирования механизма, причем очень часто эти явления сопровождаются ударами. Это вынуждает проводить поэтапное интегрирование уравнений движения. Переход от одного участка плавной (безударной) работы механизма к другому производится пересчетом начальных условий, что значительно увеличивает трудоемкость вычислений и время проведения расчетных работ.

Перечисленные выше трудности не позволили аналоговым вычислительным машинам найти широкое распространение в практике проектирования и расчета механизмов автоматики. Наиболее приемлемая область применения АВМ — быстрый поиск зон устойчивой работы или оптимальных характеристик.

Рассмотрим решение и исследование с помощью АВМ дифференциального уравнения вида $m\ddot{x}+b\dot{x}+kx=P$ или

$$\ddot{x}=\frac{1}{m}(P-b\dot{x}-kx), \tag{4.1}$$

где x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$ — перемещение, скорость и ускорение звена; m — его масса; b — коэффициент вязкого трения; k — коэффициент позиционной нагрузки; P — движущая сила. К этому виду можно привести уравнение движения автоматики

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}=P(x, t, \dot{x})-M_{\text{Д}}\dot{x}^2.$$

При $v=\text{const}$, $M_{\text{Д}}=0$ и $M_{\text{пр}}=\text{const}$. При этом уравнение движения автоматики можно записать

$$\ddot{x}=\frac{1}{M_{\text{пр}}}[P_1(t)+P_2(\dot{x})+P_3(x)].$$

При $\nu = \text{var}$ уравнение движения автоматики будет

$$\ddot{x} = \frac{1}{M_{\text{пр}}(x)} - [P_1(t) + P_2(\dot{x}) - M_{\Sigma}\dot{x} + P_3(x)],$$

где $M_{\Sigma}\dot{x} = \dot{x} \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \dot{\nu}_i$, так как $\dot{\nu}_i = \nu_i' \ddot{x}$.

К этому же виду можно привести уравнение движения пушки на амортизаторе:

$$M_{\text{ср}}\ddot{x} = P(t) - \Pi_{0a} \operatorname{sign} x_{\text{к}} - k_{\text{а}} x_{\text{к}} - F \operatorname{sign} \dot{x}.$$

В этом уравнении $P(t)$ — сила давления пороховых газов на дно канала; $k_{\text{а}}$ — жесткость пружины амортизатора; Π_{0a} — усилие его начального поджатия; F — сила трения демпфера.

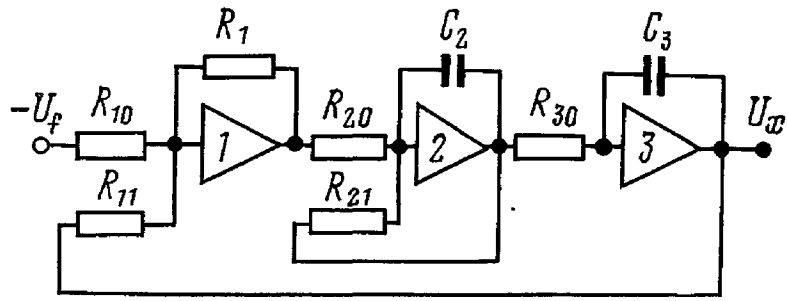

Рис. 4.1. Схема набора уравнения (4.1)

Анализ этого уравнения применительно к выбору характеристик амортизатора рассмотрим ниже. Рассмотрим методику решения уравнения (4. 1) с помощью АВМ.

Схема набора уравнения (4. 1) приведена на рис. 4. 1. Интегрирующие усилители решают уравнение

$$U_{\text{вых}} = -\sum_{i} \frac{1}{pR_iC} U_{\text{вх}\,i}, \qquad (4.2)$$

где $p = \frac{d}{d\tau}$ — символ дифференцирования; τ — машинное время; R_i — входное сопротивление i-го входа, C — емкость конденсатора обратной связи.

Уравнение сумматора

$$U_{\text{вых}} = -\sum_{i} \frac{R}{R_i} U_{\text{вх}\,i}, \qquad (4.3)$$

где R — сопротивление обратной связи.

Применяя уравнения (4.2) и (4.3) для схемы, изображенной на рис. 4.1 получим

$$\ddot{U}_x=-\frac{1}{R_{21}C_2}\dot{U}_x-\frac{R_1}{R_{11}}\frac{1}{R_{20}C_2}\frac{1}{R_{30}C_3}U_x+\frac{R_1}{R_{10}}\frac{1}{R_{20}C_2}\frac{1}{R_{30}C_3}U_f, \quad (4.4)$$

где $\dot{U}_x=pU_x$; $\ddot{U}_x=p\dot{U}_x$.

Введем масштабы M_x по переменной x, M_f, по переменной f и M_t времени t в соответствии с выражениями

$$x=M_xU_x;\ f=M_fU_f;\ t=M_t\tau.$$

Тогда $\dot{x}=\frac{M_x}{M_t}\dot{U}_x$; $\ddot{x}=\frac{M_x}{M_t^2}\ddot{U}_x$, и уравнение (4.1) преобразуется к виду

$$\ddot{U}_x=\frac{1}{m}\frac{M_f}{M_x}M_t^2U_f-\frac{b}{m}M_t\dot{U}_x-\frac{k}{m}M_t^2U_x. \quad (4.5)$$

Сопоставив зависимости (4.4) и (4.5), получаем формулы для определения величин R и C:

$$\frac{R_1}{R_{10}}\frac{1}{R_{20}C_2}\frac{1}{R_{30}C_3}=\frac{1}{m}\frac{M_f}{M_x}M_t^2;\quad \frac{1}{R_{21}C_2}=\frac{b}{m}M_t;$$

$$\frac{R_1}{R_{11}}\frac{1}{R_{20}C_2}\frac{1}{R_{30}C_3}=\frac{k}{m}M_t^2.$$

В случае, когда на звено действует не вязкое, а сухое трение, усилие трения определяется зависимостью $P_c=R\operatorname{sign}\dot{x}$, схема моделирования принимает вид, изображенный на рис. 4.2. Если пружина с жесткостью k имеет предварительное поджатие, то усилие пружины определяется выражением

$$\Pi=\Pi_0\operatorname{sign}x+kx,$$

и уравнение движения звена с учетом сухого трения запишется следующим образом:

$$\ddot{x}=\frac{1}{m}(P-R\operatorname{sign}\dot{x}-\Pi_0\operatorname{sign}x-kx), \quad (4.6)$$

тогда в схему моделирования (рис. 4.2) следует добавить цепочку, изображенную пунктиром.

Если $m=\text{const}$, то уравнение движения может быть представлено в виде

$$\ddot{x}=\frac{1}{m}(P-P_{\text{сопр}}), \quad (4.7)$$

где $P_{\text{сопр}}$ — суммарная сила сопротивления. Обобщенная схема моделирования уравнения (4.7) изображена на рис. 4.3 в упрощенном виде.

Если $m=m(x)=\text{var}$, то уравнение движения можно преобразовать к виду

$$\ddot{x}=F(x)(P-P_{сопр}), \tag{4.8}$$

где $F(x)=1/m(x)$ — вспомогательная функция.

Функция $F(x)$ может иметь различный вид для прямого и обратного движения (например, откат — накат), т. е. может зависеть от знака величины $\dot{x}$. В этом случае функция $F(x)$ может быть набрана либо с помощью двух нелинейных диодных функциональных преобразователей, управляемых типовыми нелинейными эле-

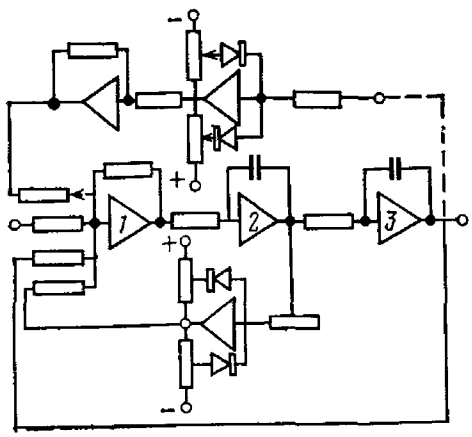

Рис. 4.2. Схема набора для системы с сухим трением:
1, 2, 3—усилители

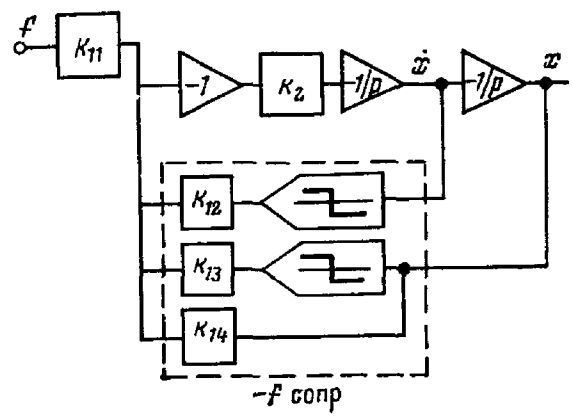

Рис. 4.3. Обобщенная схема моделирования уравнения (4.7)

ментами с релейными характеристиками (рис. 4.4), либо с помощью блоков переменных коэффициентов (БПК), управляемых шаговой следящей системой ШСС (рис. 4.5). В схеме на рис. 4.4 кроме двух функциональных преобразователей и двух релейных элементов используются три блока умножения.

Во всех ранее рассмотренных случаях повторяющиеся циклы, соответствующие стрельбе очередью, воспроизводятся при подаче на вход схем повторяющихся сил P с заданным периодом воздействия.

В схеме с использованием БПК неоднозначная функция $F(x)$ аппроксимируется ступенчатой с числом ступенек n, равным числу шагов за один полный оборот шагового двигателя блока. Половина из них соответствует откату, вторая половина — накату. Однако в отличие от обычных схем использования БПК для набора переменных во времени коэффициентов, срабатывание шагового двигателя блока происходит не от датчика импульсов пульта управления ЭВМ, а от шаговой следящей системы (рис. 4.6). В схеме следящей системы переменный коэффициент $k(x)$ прямо пропорционален перемещению x звена.

Процесс слежения протекает следующим образом. В исходном положении шаговые искатели блоков БПК находятся в точке, когда на выходной интегратор (см. рис. 4.5) подано начальное на-

пряжение, соответствующее исходному положению звена x_0. На выходе усилителя ШСС образуется напряжение рассогласования, подаваемое на усилитель постоянного тока (УПТ). Сигнал с УПТ поступает на катушку реле Р. Нормально разомкнутые контакты 1Р замыкаются, и на каждый БПК подается напряжение. При нажатии кнопки «Пуск» начинается процесс интегрирования и напряжение рассогла-

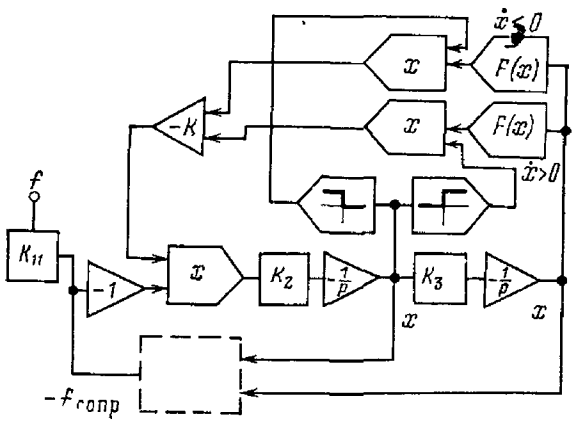

Рис. 4.4. Схема набора функции $F(x)$ с релейными характеристиками

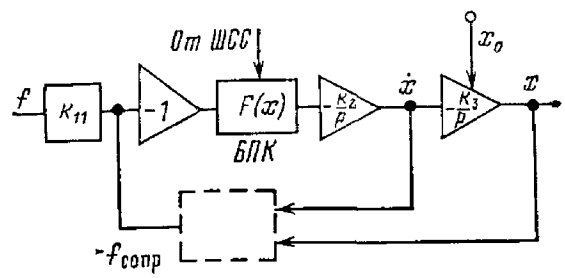

Рис. 4.5. Схема набора с блоком переменных коэффициентов

сования на выходе УПТ уменьшается. Когда оно станет равным нулю, реле Р обесточится (см. рис. 4.6), контакты 1Р разомкнутся цепь питания катушек реле искателей разорвется, и шаговый двигатель каждого блока сделает один шаг. При этом на выходе блока БПК системы ШСС вновь образуется напряжение рассогласования и описанный выше процесс повторяется (см. рис. 4.5).

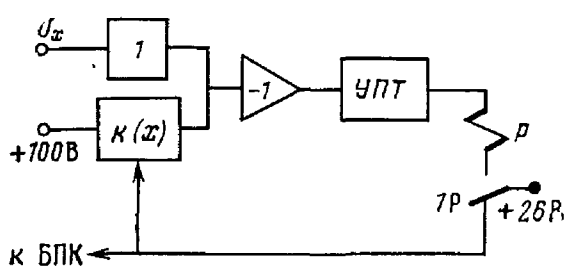

Рис. 4.6. Схема набора для срабатывания шагового двигателя

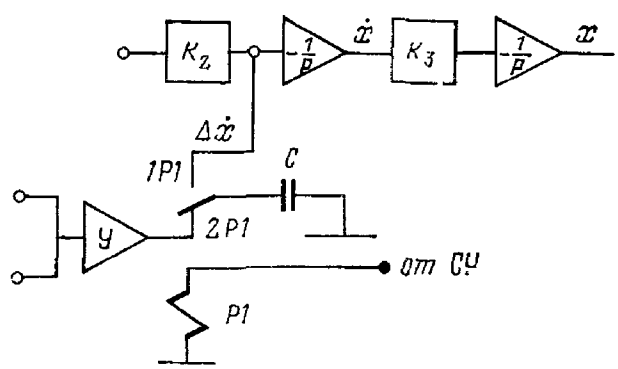

Рис. 4.7. Схема для воспроизведения мгновенного изменения скорости

Приведенные схемы воспроизведения неоднозначных нелинейных функций с помощью блоков БПК пригодны для циклических процессов, т. е. при моделировании стрельбы очередью.

Сами блоки БПК требуют незначительных схемных изменений в соответствии с логикой работы схемы моделирования.

При решении задач автоматики встречаются случаи соударения звеньев, приводящие к мгновенному изменению скорости их движения:

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \Delta\dot{x},$$

где $\dot{x}_0$, $\dot{x}$ — скорости звена соответственно до и после соударения; $\Delta\dot{x}$ — приращение скорости в результате соударения.

Мгновенные изменения скорости можно воспроизвести с помощью схемы, приведенной на рис. 4. 7. Решающий усилитель У обеспечивает получение требуемой величины приращения скорости $\Delta\dot{x}$. В момент соударения от схемы управления СУ на реле Р1 поступает напряжение и нормально-разомкнутые контакты 1Р1 замыкаются. Конденсатор С, ранее заряжавшийся через контакты 2Р1 от усилителя У разряжается на интегрирующий конденсатор решающего усилителя схемы движения звена.

4 2. ПРИМЕНЕНИЕ ЦВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ

Наиболее универсальными методами, позволяющими провести интегрирование любых дифференциальных уравнений, как уже указывалось выше, были и по-прежнему остаются методы численного интегрирования. Единственным препятствием на пути их широкого распространения является большой объем вычислений, требующий не только огромных временных затрат, но и повышенного контроля, так как незначительная ошибка на первых шагах вычислений часто приводит к значительным погрешностям в результатах интегрирования. Создание, развитие и широкое распространение цифровых вычислительных машин (ЦВМ) позволило отдать предпочтение именно численным методам расчета автоматики [36]. При этом наибольшее распространение получили одношаговые методы интегрирования, как требующие минимальный объем исходной информации, и, в частности, методы Рунге — Кутта различных порядков. Распространение методов численного интегрирования привело к тому, что многие ЦВМ выпускаются с библиотекой уже готовых стандартных программ, среди которых имеется и программа интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений тем или иным методом.

Общеизвестно, что основные трудности при использовании ЦВМ заключаются в составлении программ расчета, т. е. указаний вычислительной машине, определяющих порядок проводимых вычислений. Эти указания могут задаваться машине в коде, с которым работает машина, что и было до недавнего времени.

Очевидно, для различных ЦВМ один и тот же алгоритм переводится на язык машины по-разному, в зависимости от кода, с которым работает данная ЦВМ. Поэтому процесс обмена информацией между различными исследователями по поводу расчета той или иной задачи может происходить только на уровне блок-схем

программ расчета, так как переводить программу из одного кода в другой обычно труднее, чем составить программу в данном коде по известной блок-схеме.

Создание алгоритмических языков в значительной степени облегчило составление программ, однако до сих пор не создан алгоритмический язык, который удовлетворил бы всех специалистов, работающих в различных областях науки и техники. Этим объясняется наличие многих алгоритмических языков (АЛГОЛ-60, КОБОЛ, АКИ, ФОРТРАН и др.). При таком положении обмен информации между исследователями, работающими с различными алгоритмическими языками, по-прежнему предпочтителен на уровне блок-схем программ, хотя перевод программ с одного алгоритмического языка на другой — задача гораздо менее сложная, чем перевод программы из одного кода ЦВМ в код другой ЦВМ. Поэтому в дальнейшем алгоритмы вычислений будут также излагаться на уровне блок-схем различной степени проработки.

Рассмотрим уравнение движения основного звена механизма автоматики с одной степенью свободы

$$\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i^2}{\eta_i}m_i\right)\ddot{x}+\dot{x}^2\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}m_i v_i'=P_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i}{\eta_i}P_i. \quad (4.9)$$

Этим уравнением описывается процесс движения основного звена автоматики на участках плавной (безударной) работы, если направляющее звено автоматики (кожух, ствольная коробка) считаются неподвижными. На различных участках работы количество рабочих звеньев, взаимодействующих с основным звеном, является величиной переменной. Поэтому для того, чтобы составить программу расчета движения за весь цикл, необходимо задать ЦВМ циклограмму работы автоматики или сетевой график. Это можно сделать введением системы переключательных функций. Пусть, например, i-е звено механизма работает только на участке изменения координаты основного звена x от $x_{\text{н}}^i$ до $x_{\text{к}}^i$. Введем в уравнение движения дополнительные множители ξ_i, значения которых будут соответственно равны

$$\xi_i=\begin{cases}0 \text{ при } x<x_{\text{н}}^i;\\ 1 \text{ при } x_{\text{н}}^i\leqslant x\leqslant x_{\text{к}}^i;\\ 0 \text{ при } x>x_{\text{к}}^i.\end{cases}$$

Уравнение (3.9) перепишется в виде

$$\left(m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v_i^2}{\eta_i}m_i\right)\ddot{x}+\dot{x}^2\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v_i}{\eta_i}m_i v_i'=P_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v_i}{\eta_i}P_i.$$

Это уравнение справедливо для всех участков плавной работы механизма. Значения ξ_i для каждого звена механизма автоматики определяется анализом циклограммы этого механизма.

Переключательные функции ξ могут быть использованы и в том случае, если рассматриваемое звено на одном участке движется за счет воздействия на него со стороны основного звена, а на другом автономно под действием приложенных к нему сил. Пусть на участке от $x_н^i$ до $x_к^i$ i-е звено движется за счет воздействия на него со стороны основного звена. Тогда уравнение его связи будет $\ddot{x}_i = \nu_i \ddot{x} + \nu_i' \dot{x}^2$.

На участке автономного движения i-е звено движется под действием приложенной к нему силы $m_i \ddot{x}_i = P_i$.

Вводя переключательную функцию ξ_{1i}, получим общее уравнение движения i-го звена:

$$\ddot{x}_i = \xi_{1i} \frac{P_i}{m_i} + (1 - \xi_{1i})(\nu_i \ddot{x} + \nu_i' \dot{x}^2),$$

где

$$\xi_{1i} = \begin{cases} 0 \text{ при } x_н^i \leqslant x \leqslant x_к^i; \\ 1 \text{ при } x > x_к^i; \\ 1 \text{ при } x < x_н^i. \end{cases}$$

В том случае, если автономность движения i-го звена определяется только перемещением основного звена, величины ξ_i и ξ_{1i} связаны соотношением $\xi_{1i} = 1 - \xi_i$.

Если автономность движения i-го звена зависит от каких-либо других условий (например, соотношения скоростей основного и i-го рабочего звена), то придется вводить в уравнения обе переключательные функции.

Для решения уравнения движения основного звена необходимо знать характер изменения величин ν_i и ν_i' в зависимости от перемещения x основного звена. Кроме того, для определения сил, действующих на рабочее звено, может потребоваться значение перемещения этого звена (например, для определения сил упругости пружин), следовательно, необходимо знать величину $u_i(x) = \int_0^x \nu_i(x)\,dx$. Если известна аналитическая зависимость хотя бы одной из этих трех функций от x, то интегрированием или дифференцированием можно найти остальные функции. В этом случае силы, действующие на i-е рабочее звено, зависящее от скорости и перемещения этого звена, могут быть выражены как функции от скорости и перемещения основного звена и никаких дополнительных вычислений при интегрировании уравнения (4.9) не понадобится.

Однако часто аналитических заданий функций u_i, ν_i и ν_i' получить не удается. Иногда они задаются по отдельным участкам, иногда просто графически (например, профили кулачков, рассчитанные графоаналитическими методами). Здесь гораздо удобнее с точки зрения программирования задание какой-либо из этих функций в виде таблицы, из которой численным дифференцирова-

нием или интегрированием можно получить недостающие функции. Известно, что в процессе численного дифференцирования ошибка в задании функции увеличивается, что может вызвать значительные погрешности в конечных результатах интегрирования. Поэтому предпочтительным оказывается задание таблицы значений функции v_i' с последующей ее интерполяцией и интегрированием с целью получения значений функций $v_i(x)$ и $u_i(x)$. В этом случае нет необходимости выражать силы, действующие на i-е рабочее звено в функции от перемещений и скоростей основного звена, так как скорости и перемещения i-го рабочего звена находятся в процессе интегрирования. Но это означает, что от интегрирования одного уравнения движения основного звена мы переходим к интегрированию системы уравнений. Этот факт не вызывает серьезных затруднений при использовании ЦВМ. Переход к системе уравнений позволяет также параллельно с расчетом движения основного звена вести расчет параметров движения рабочих звеньев, движущихся автономно. Обозначая правые части дифференциальных уравнений в случае автономного движения звеньев через $\Phi_i = P_i/m_i$, имеем

$$\ddot{x}_i = \xi_{1i}\Phi_i + (1-\xi_{1i})(v_i\ddot{x} + \dot{x}^2 v_i'),\ i = 1, 2, \ldots n.$$

Для решения полученных уравнений на ЦВМ необходимо от системы уравнений второго порядка перейти к системе уравнений первого порядка. Отметим, что для интегрирования системы уравнений нам не обязательно вычислять значения $\ddot{x}_i$. При взаимодействии между основным и рабочим звеньями достаточно знать значение $\dot{v}_i$. Для участков автономного движения введем фиктивное значение передаточного числа следующим образом. Пусть ускорение i-го звена $\ddot{x}_i = F_i$, предположим, что оно может быть выражено в виде $\ddot{x}_i = v_i^*\ddot{x} + \dot{x}\dot{v}_i^*$,

откуда $$\dot{v}_i^* = \frac{1}{\dot{x}}(\ddot{x}_i - v_i^*\ddot{x}) = \frac{\Phi_i - v_i^*\ddot{x}}{\dot{x}}.$$

Тогда в общем случае дифференциальное уравнение для $\dot{v}_i$ будет

$$\dot{v}_i = \xi_{1i}\frac{\Phi_i - v_i\ddot{x}}{\dot{x}} + (1-\xi_{1i})v_i'\dot{x}.$$

Обозначим скорость основного звена автоматики V.

Система, подлежащая решению, примет вид

$$\dot{V} = F_1;\ \dot{x} = F_2;\ \dot{x}_i = F_3;\ \dot{v}_i = F_4, \qquad (4.10)$$

где $$F_1 = \frac{P_{\text{пр}\xi} - V^2 M_{\text{д}\xi}}{M_{\text{пр}\xi}};\ F_2 = V;\ F_3 = v_i V;$$

$$F_4=\xi_{1i}\frac{\Phi_i-\nu_i\dot{V}}{V}+(1-\xi_{1i})\nu_i'V;\quad P_{\text{пр}\xi}=P_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i\nu_i}{\eta_i}P_i;$$

$$M_{\Sigma\xi}=\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i\nu_i}{\eta_i}m_i\nu_i';\quad M_{\text{пр}\xi}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i\nu_i^2}{\eta_i}m_i.$$

При табличном задании величин ν_i' значения ν_i и x_i, необходимые для вычисления сил, получаются автоматически в процессе интегрирования.

Очевидно система (4. 10) описывает движение звеньев механизма автоматики лишь на участках плавной (безударной) работы. В моменты ударов необходим пересчет начальных условий для дифференциальных уравнений изменения скорости основного звена и передаточных чисел рабочих звеньев в соответствии с рекомендациями разд. 2. 7. Если после удара скорости рабочих звеньев обозначить V_i^*, а скорость основного звена V^*, то начальным условием для второго уравнения будет $V(t^*)=V^*$, а начальные условия для передаточных чисел будут вычисляться по формулам $\nu_i(t^*)=V_i^*/V^*$, где t^* — время конца удара.

Скорости звеньев, участвующих в соударении, определяются по известным зависимостям (см. разд. 3. 4).

Известно, что при интегрировании уравнений движения автоматики в качестве независимой переменной часто выбирают координату основного звена x. Тогда система (4. 10) принимает вид

$$V'=\Phi_1;\quad t'=\Phi_2;\quad x_i'=\Phi_3;\quad \nu_i'=\Phi_4, \tag{4.11}$$

где

$$\Phi_1=\frac{P_{\text{пр}\xi}-V^2M_{\Sigma\xi}}{VM_{\text{пр}\xi}};\quad \Phi_2=\frac{1}{V};\quad \Phi_3=\nu_i;$$

$$\Phi_4=\xi_{1i}\frac{\Phi_i-\nu_iVV'}{V^2}+(1-\xi_{1i})\nu_i'.$$

Значения ν_i' по-прежнему задаются таблично.

Аргумент нужно выбирать исходя из анализа действующих в механизме сил. Если взять аргументом x система уравнений будет несколько проще, тогда точнее учитываются моменты соударений и включение в работу и выключение из нее рабочих звеньев механизма, но при интегрировании могут возникнуть известные трудности. При расчете коэффициентов полезного действия передач η_i необходимо учитывать роли звеньев (определять ведущие звенья). Очевидно этот процесс не вызывает принципиальных затруднений при решении задачи на ЦВМ. В программе должен быть предусмотрен блок определения ведущих и ведомых звеньев.

В зависимости от того, является ли взаимодействие основного звена с рабочим тыловым или лобовым величина η_i рассчитывается по различным зависимостям. При этом приходится вводить допущение, что при интегрировании системы на один шаг роль звеньев не меняется.

Основной движущей силой, приводящей в действие механизм автоматики, является, в большинстве случаев, сила давления пороховых газов. В системах с коротким ходом ствола это сила давления пороховых газов на дно канала ствола. В системах с отводом пороховых газов это сила давления газов в газовом двигателе на поршень. В обоих случаях эти силы зависят от скорости и перемещения основного звена (либо ствола в системах с коротким ходом, либо затворной рамы, связанной с поршнем двигателя в системах с отводом пороховых газов). Известно, что при гипотезе о квазистационарности процессов эти силы могут быть найдены решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Очевидно, что эта система должна решаться совместно с системой (4. 10) и в качестве аргумента выбирается время t. Иногда влияние движения основного звена на величину силы, воздействующей на него со стороны пороховых газов, несущественно. Тогда система уравнений для определения силы давления пороховых газов может быть проинтегрирована заранее, а результат интегрирования задан для системы (4. 10) в виде таблицы. Этот факт весьма существенен для ЦВМ с небольшим объемом памяти, так как увеличение числа дифференциальных уравнений может привести к тому, что задача не поместится в память машины. Табличное задание силы давления пороховых газов может быть основано на результатах экспериментов.

До сих пор речь шла о механизмах автоматики с неподвижным направляющим звеном. В действительности реальные механизмы работают в условиях, когда направляющее звено само находится в движении. Так кожух пушки может крепиться к установке с помощью амортизатора, поэтому имеет возможность перемещаться относительно установки, и, кроме того, сама установка движется вместе с носителем. Все эти причины обуславливают довольно сложный характер движения направляющего звена.

Для исследования механизмов автоматики с помощью ЦВМ необходимо прежде всего записать общую систему дифференциальных уравнений, используя при этом переключательные функции. После этого нужно определить все исходные данные, требуемые для интегрирования этой системы. В эти исходные данные должны войти как постоянные величины (массы звеньев, жесткости и предварительные поджатия пружин, коэффициенты трения и т. д.), так и переменные (таблицы значений v_i', таблицы значений силы, действующей на основное звено механизма). Следующим этапом подготовки задачи к ее решению на ЦВМ является определение расчетных формул для вычисления коэффициентов полезного действия, как при лобовом, так и при тыловом взаимодействии звеньев.

Для предполагаемых соударений звеньев в соответствии с циклограмой выводятся формулы расчета скоростей после удара и формулы пересчета начальных условий системы дифференциальных уравнений на данном шаге интегрирования. Последний этап

подготовительной работы заключается в том, что по циклограмме работы механизма определяются моменты соударений, моменты включения и выключения из работы каждого рабочего звена.

В результате определяются условия изменения всех переключательных функций. Кроме того, назначаются условия окончания процесса интегрирования системы уравнений. Таким условием обычно является число циклов работы механизма автоматики, в течение которых необходимо исследовать его работу.

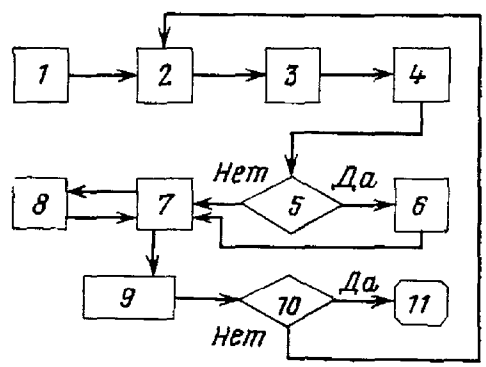

Рис. 4.8. Общая блок-схема расчета движения звеньев механизма автоматики:

1—ввод исходных данных и начальных условий; *2*—определение сил, воздействующих на основное звено; *3*—определение значений ν; *4*—анализ ролн звеньев, определение ξ и η; *5*—возможны лн соударения; *6*—пересчет начальных условий; *7*—интегрирование системы уравнений на один шаг; *8*—заданне правых частей уравнений; *9*—вычисление дополнительной информацни и печать результатов; *10*—анализ условий окончания счета; *11*—останов

На рис. 4. 8 приведена общая укрупненная блок-схема расчета движения звеньев механизмов автоматики. Отметим, если основная движущая сила, воздействующая на основное звено автоматики, задана не таблично, а определяется в процессе интегрирования общей системы дифференциальных уравнений, то у изображенной блок-схемы исключается блок определения этой силы. Интегрирование по предлагаемой блок-схеме приводится в предположении, что в процессе изменения аргумента на один шаг роль звеньев не меняется, при этом формулы для вычисления значений коэффициентов полезного действия должны быть внесены в правые части системы дифференциальных уравнений, т. е. система должна быть записана в развернутом виде.

Анализ возможных смен ролей звеньев так же, как и возможных их соударений, проводится в промежутках между шагами интегрирования. Поэтому шаг интегрирования должен выбираться достаточно малым, особенно при интегрировании по времени, так как возможность соударения анализируется обычно по величине перемещения основного звена, и возможна значительная ошибка при определении моментов соударения. Отметим, что если величины коэффициентов полезного действия меняются незначительно, то их можно вычислять отдельным блоком и в процессе интегрирования на один шаг считать постоянными величинами. При этом в блок-схеме добавится еще один блок между блоком анализа роли звеньев и блоком анализа возможностей соударений. Сама система дифференциальных уравнений в этом случае упростится.

Блок вычисления дополнительной информации и организации печати результатов служит для вывода результатов интегрирования системы дифференциальных уравнений и некоторых дополнительных величин (например, сил реакции). При этом шаг печати может не совпадать с шагом интегрирования, например, результаты выводятся на печать через определенное число шагов интегрирования.

Если программа составляется на алгоритмическом языке, то данной блок-схемы оказывается вполне достаточно. При использовании внутреннего и внешнего кода машины для составления программы каждый блок детализируется и составляется подробная блок-схема программы для расчета данного конкретного механизма, по которой и составляется программа. После составления программа подвергается отладке, для чего по ней просчитывается контрольный вариант, т. е. вариант, результаты которого приблизительно известны либо из предыдущих расчетов, проведенных тем или иным методом интегрирования, либо из экспериментальных данных. После отладки программа готова к работе и может использоваться для просчета исследуемых вариантов.

4.3. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА АВТОМАТИКИ ПРИ УЧЕТЕ УПРУГОСТИ ЗВЕНЬЕВ И ЗАЗОРОВ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

При выводе уравнений движения автоматики (см. разд. 2.1 и 2.2) в основу была положена гипотеза об абсолютной жесткости звеньев и об отсутствии зазоров в их сочленениях. В действительности, каждое звено обладает упругими свойствами и меняет свою форму и размеры под действием приложенных к нему сил. На участках плавной (безударной) работы эти деформации могут быть незначительны. Поэтому расчеты в рамках гипотезы об абсолютной жесткости звеньев дают достаточно достоверные результаты. При соударениях или при действии больших сил упругие деформации проявляются гораздо сильнее. В разд. 3.4 введением коэффициента восстановления скорости ∇ была сохранена гипотеза абсолютной жесткости звеньев для определения скоростей звеньев. Для определения усилий и напряжений в звеньях при ударах были получены зависимости для возможных деформаций ε и упругих сил $N=N(\varepsilon)$, возникающих от этих деформаций при отказе о допущении об абсолютной жесткости звеньев.

В реальных механизмах автоматики из-за посадок движения, неточности изготовления и износа всегда имеются зазоры. Поэтому даже на участках «плавной» работы механизма могут иметь место соударения (ряд последовательных затухающих ударов). Непрерывные соударения звеньев, появляющиеся в механизмах с зазорами, приводят к существенным упругим деформациям деталей.

Таким образом, учет зазоров неизбежно влечет за собой необходимость учета податливости звеньев механизмов автоматики. Практика сравнительного расчета механизмов с жесткими и упругими звеньями показывает, что конечные значения скоростей и времени цикла отличаются при принятии различных гипотез незначительно. Этим и объясняется то, что в практических расчетах движения автоматики применяют преимущественно модели с жесткими звеньями. В то же время принятие модели с упругими звеньями позволяет определить реальные значения усилий, действующих на детали, и напряжения, которые в них возникают при работе.

Расчету движения механизмов с упругими звеньями и зазорами уделяется в настоящее время достаточно большое внимание [3, 14, 16, 21, 22, 25, 26, 40, 42, 45].

Строгий учет в математической модели механизма упругости его звеньев приводит к возрастанию числа степеней свободы механизма до бесконечности, так как для описания движения даже одного упругого звена реального механизма требуются уравнения в частных производных или система обыкновенных дифференциальных уравнений, число которых равно числу «всех» точек звена. Именно из-за этого необходимо учитывать податливость звеньев каким-либо специальным приемом. Анализ имеющихся работ показывает, что в основном эти специальные приемы можно разбить на три группы: 1) метод «приведенных жесткостей» или «упругих связей». Согласно этой гипотезе звенья рассматриваемого механизма по-прежнему считаются абсолютно жесткими, а их упругость учитывается заменой геометрических связей «упругими» с приведенным коэффициентом жесткости; 2) механизм считается состоящим из жестких звеньев, а отдельные наиболее податливые звенья считаются безинерционными и упругими. При этом можно получить более простые уравнения, чем при первом методе, а решение будет носить приемлемый для практических расчетов характер; 3) метод «элластик», основанный на исследовании деформации упругой линии при сохранении характера описывающих ее уравнений. Этот метод целесообразно применять при исследовании механизмов, содержащих упругие звенья в виде длинных пластинчатых пружин или подобных им деталей.

Для расчета механизмов, подобных механизму автоматики, целесообразно применять первый метод, который широко применяется в общем машиностроении [25, 26]. Для исследования механизмов автоматического оружия он был впервые использован в [40], где рассмотрена работа упругих ускорителей в системах с коротким ходом ствола. Этот же метод был применен в разд. 3.4 при анализе усилий и напряжений в звеньях механизма при ударах. При этом сложные колебания каждого звена разлагаются в ряд Фурье и учитываются только первые гармоники ряда. Это и приводит к схеме, при которой жесткие детали сочленены с помощью упругих элементов. Этот метод применялся ранее при анали-

зе ударных процессов, протекающих в механизмах. Теперь мы распространим его на все участки работы автоматики.

Фактически замена геометрических связей, наложенных на механическую систему, «упругими» связями приводит к увеличению числа степеней свободы системы. Таким образом, геометрические связи как бы снимаются вообще, однако их уравнения нам по-прежнему необходимы для анализа динамики относительного взаимодействия звеньев механизма. Как было отмечено ранее (разд. 3.4), динамический характер взаимодействия (контактирования) звеньев можно описать заданием значения восстанавливающей силы от величины относительной деформации $N_i = N_i(\varepsilon_i)$ [3, 14]. При этом характер деформации может быть различным в зависимости от геометрии поверхностей контакта и других условий, т. е. деформация может носить местный или общий характер.

В разд. 3.4 величина относительной деформации вводилась через значения скоростей

$$\dot{\varepsilon}_i = v_i \dot{x} - \dot{x}_i. \tag{4.12}$$

Интегрирование соотношения (4.12) позволяет найти

$$\varepsilon_i = x_{\text{кин}\,i} - x_i, \tag{4.13}$$

т. е. величина деформации определяется как разность между кинематическим положением i-го звена (т. е. таким положением, которое занимало бы звено при гипотезе абсолютной жесткости звеньев) и его действительным положением.

Кинематическое положение i-го звена механизма может быть получено в результате интегрирования уравнения (2.9):

$$\ddot{x}_{\text{кин}\,i} = v_i \ddot{x} + v_i' \dot{x}^2. \tag{4.14}$$

Действительное положение i-го звена при известной зависимости $N_i = N_i(\varepsilon_i)$ может быть найдено из следующего уравнения:

$$m_i \ddot{x}_i = P_i + N_i(x_{\text{кин}\,i} - x_i), \tag{4.15}$$

которое справедливо для случая неподвижности основания. Здесь P_i и m_i по-прежнему активная сила, приложенная к i-му звену, и его масса соответственно.

Совместное решение уравнений (4.14) и (4.15) с уравнением движения основного звена автоматики позволяет найти зависимости скоростей и перемещений звеньев в функции времени.

Необходимо отметить, что использование для расчета уравнения (4.15) изменяет структуру принятой за основу системы уравнений, что особенно неудобно, если часть связей принимается упругими, а часть жесткими. Сохранение структуры основных систем уравнений удобно тем, что позволяет для расчета и анализа использовать все методы и приемы, приведенные в настоящей работе.

Для сохранения структуры предположим, что действительное положение i-го звена по-прежнему может быть найдено интегри-

рованием уравнения (4.14), однако в этом случае значения первой и второй передаточных функций механизма уже не могут считаться заданными, а подлежат определению. В дальнейшем примем следующие обозначения. Кинематическое положение i-го звена механизма будем обозначать x_i, а его действительное положение — $x_{д\,i}$, тогда первые и вторые кинематические передаточные функции (передаточное число и его производная) обозначаются по-прежнему v_i и v_i' соответственно, а действительные передаточные функции $v_{д\,i}$ и $v'_{д\,i}$. При этих обозначениях справедливы уравнения:

$$\ddot{x}_i = v_i \ddot{x} + v_i' \dot{x}^2;$$

$$m_i \ddot{x}_{д\,i} = P_i + N_i (x_i - x_{д\,i}); \tag{4.16}$$

$$\ddot{x}_{д\,i} = v_{д\,i} \ddot{x} + v'_{д\,i} \dot{x}^2, \tag{4.17}$$

где в (4.17) $v_{д\,i}$ и $v'_{д\,i}$ подлежит определению.

Подставляя значение $\ddot{x}_{д\,i}$ из (4.16) в (4.17), получим

$$\frac{P_i + N_i (x_i - x_{д\,i})}{m_i} = v_{д\,i} \ddot{x} + v'_{д\,i} \dot{x}^2 \text{ или}$$

$$v'_{д\,i} = \frac{1}{\dot{x}^2} \left[\frac{P_i + N_i (x_i - x_{д\,i})}{m_i} - v_{д\,i} \ddot{x} \right]. \tag{4.18}$$

Переходя от дифференцирования по пути к дифференцированию по времени, найдем

$$\dot{v}_{д\,i} = \frac{1}{\dot{x}} \left[\frac{P_i + N_i (x_i - x_{д\,i})}{m_i} - v_{д\,i} \ddot{x} \right]. \tag{4.19}$$

Начальными условиями для уравнения (4.18) или (4.19) являются равенства действительных и кинематических передаточных функций $v_{д\,i}(0) = v_i(0)$. Это условие является очень важным для начала решения.

Действительные значения передаточного числа $v_{д\,i}$ в процессе решения находятся при интегрировании дифференциального уравнения (4.19).

Найденные уравнения позволяют учесть податливость звеньев механизма, не меняя структуры уравнения движения основного звена. Для этого достаточно в него вместо функций v_i и v_i' подставить соответственно значения $v_{д\,i}$ и $v_{д\,i}$, т. е. уравнение движения основного звена [см. уравнение (2.10)] будет

$$M_{д.пр} \ddot{x} + \dot{x}^2 M_{д\Sigma} = P_{д.пр}, \tag{4.20}$$

где в соответствии с принятыми ранее обозначениями

$$\left.\begin{aligned} M_{д.пр} &= m + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_{д\,i}^2}{\eta_i} m_i; \quad M_{д\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \frac{v_{д\,i}}{\eta_i} m_i v'_{д\,i}; \\ P_{д.пр} &= P + \sum_{i=1}^{n} \frac{v_{д\,i}}{\eta_i} P_i. \end{aligned}\right\} \tag{4.21}$$

При выводе уравнений (4.20), (4.21) предполагалось, что значения КПД связей η_i для механизма с упругими связями такие же как и для механизма с абсолютно жесткими звеньями. В действительности, из-за деформации звеньев эти значения меняются, так как меняются геометрические размеры и формы звеньев и, следовательно, характер их взаимодействия. Учет изменения значений η_i приводит к чрезвычайному усложнению модели, поэтому в первом приближении принимается, что η_i не меняются. Это допущение тем более справедливо, чем меньше величины деформаций ε_i, а так как в реальных механизмах звенья достаточно жесткие, то должны быть малыми и значения ε_i. Это означает, что допущение о неизменности КПД связей не приводит к значительным погрешностям вычислений.

Уравнения упругих связей (4.18) или (4.19) позволяют получить любую из систем, аналогичную системам (2.12)—(2.14). Получим, например, систему уравнений для скоростей и перемещения звеньев механизма при аргументе t (2.12):

$$\left.\begin{array}{ll} V_l=F_1(x,t,V); & \dot{x}=F_2(V); \\ \dot{x}_l=F_3(x,V) & \dot{v}_l=F_4(x,V); \\ \dot{x}_{дl}=F_5(x,V); & \dot{v}_{дl}=F_6(x_i,x_{дl},V,\dot{V},v_{дl}), \end{array}\right\} \qquad (4.22)$$

где $F_1(x,t,V)=\dfrac{P_{л.пр}(x,t,V)-V^2M_{д\Sigma}}{M_{л.пр}}$; $F_2(V)=V$;

$$F_3(x,V)=v_lV;\ F_4(x,V)=v_l'V;\ F_5(x,V)=v_{дl}V;$$

$$F_6(x_i,x_{дi},v_{дl},V,\dot{V})=\frac{1}{V}\left[\frac{P_l+N_i(x_l-x_{дl})}{m_l}-v_{дl}\dot{V}\right].$$

Аналогично могут быть получены системы дифференциальных уравнений и других видов.

Отметим, что для интегрирования системы (4.22) необходимо задание восстанавливающей силы для всех возможных конфигураций механизма, т. е. для всех значений перемещения основного звена. В этом заключается отличие системы (4.22) от аналогичных систем, полученных для определения усилий и напряжений в звеньях при соударениях, так как там достаточно было знать зависимости $N_i(\varepsilon_i)$ лишь для отдельных конфигураций, соответствующих моментам соударений звеньев. Таким образом, для интегрирования системы (4.22) необходимо задание функций

$$N_l(\varepsilon_l,x_i)=N_l(x_i-x_{дl},x_l).$$

Необходимо также отметить то, что в общем случае восстанавливающая сила зависит не только от величины деформации, но также и от скорости деформации, иначе в нашей модели было бы невозможно объяснить потери кинетической энергии, имеющие место при соударении звеньев. Тогда можно принять

$$N_l=N_l(x_l-x_{дl},\ x_i,\ \dot{x}_l-\dot{x}_{дl})=N_i(\varepsilon_l,\ \dot{\varepsilon}_i). \qquad (4.23)$$

В общем случае, учитывая приближенно гистерезис упруговязким сопротивлением, можно принять для реакции между звеньями i и $i+1$

$$N_{i,i+1}=k_{i,i+1}\varepsilon_{i+1}+k^{f}_{i,i+1}\dot{\varepsilon}_{i+1},$$

где $k_{i,\,i+1}$ — коэффициент жесткости; $k^{f}_{i,i+1}$ — коэффициент сопротивления. Реактивный момент между звеньями, которые имеют вращательное движение,

$$M_{i,i+1}=k^{\varphi}_{i,i+1}\varepsilon_{i+1}+k^{f,\varphi}_{i,i+1}\dot{\varepsilon}_{i+1},$$

где $k^{\varphi}_{i,i+1}$ и $k^{f,\varphi}_{i,i+1}$ — коэффициенты, приведенные к угловой деформации.

Зависимости (4.23) могут быть получены либо теоретически при различных упрощающих допущениях о контакте звеньев (см. разд. 3.4), либо экспериментальным путем с дальнейшей аппроксимацией полученных кривых принятыми уравнениями.

Отметим, что в силу малости величин относительных деформаций систему (4.22) необходимо интегрировать с достаточно мелким шагом интегрирования Δt, это при использовании ЦВМ не является серьезным недостатком.

Система (4.22) получена для случая, когда все рабочие звенья связаны с основным. Учет автономности движения какого-либо рабочего звена может быть осуществлен так же как и ранее введением переключательных функций ξ_i.

Тогда выражения, входящие в (4.21), примут вид

$$M_{\text{д.пр}}=m+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v^2_{\text{д}.i}}{\eta_i}m_i;\quad M_{\text{д}\Sigma}=\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v_{\text{д}\,i}}{\eta_i}m_i v'_{\text{д}\,i};$$

$$P_{\text{д.пр}}=P+\sum_{i=1}^{n}\frac{\xi_i v_{\text{д}\,i}}{\eta_i}P_i.$$

Изменятся также и уравнения (3.19) или (3.20)

$$v'_{\text{д}\,i}=\frac{1}{\dot{x}^2}\left(\frac{P_i+\xi_i N_i}{m_i}-v_{\text{д}\,i}\ddot{x}\right)\text{ или }\dot{v}_{\text{д}\,i}=\frac{1}{\dot{x}}\left(\frac{P_i+\xi_i N_i}{m_i}-v_{\text{д}\,i}\ddot{x}\right).$$

Аналогичные изменения произойдут и в соответствующих уравнениях системы (4.22).

Введение гипотезы упругих связей позволяет достаточно просто учесть наличие зазоров в сочленениях звеньев. Это может быть сделано введением в зависимости $N_i=N_i(\varepsilon_i)$ зон нечувствительности. Использование зон нечувствительности не меняет саму систему уравнений, полученную в предположении упругости связей, изменяются лишь математические зависимости $N_i=N_i(\varepsilon_i)$.

Нелинейность характеристики может быть задана как нелинейная функция положения звена [16] или как нелинейная функция

$N_i=N_i(\varepsilon_i)$ [21, 22, 25]. В дальнейшем будем использовать нелинейную характеристику в виде $N_i=N_i(\varepsilon_i)$.

Если связь между звеньями неудерживающая, то характеристика $N_i=N_i(\varepsilon_i)$ должна быть односторонней, так как восстанавливающая сила появляется при нарушении неравенства связи, а это нарушение может быть только односторонним. При удерживающей связи между звеньями нарушение уравнения связи может быть двусторонним, поэтому и характеристика $N_i=N_i(\varepsilon_i)$ для удерживающих связей должна быть двусторонней. При этом она может быть как симметричной относительно начала координат, так и несимметричной, в зависимости от конструктивных особенностей исследуемых звеньев. Пусть в общем случае характеристика $N_i=N_i(\varepsilon_i)$ будет

$$N_l(\varepsilon_l)=\begin{cases} N_{1l}(\varepsilon_l, \dot{\varepsilon}_l) \text{ при } \varepsilon_l \geqslant 0; \\ N_{2l}(\varepsilon_l, \dot{\varepsilon}_l) \text{ при } \varepsilon_l < 0. \end{cases}$$

Поэтому можно записать

$$N_l(\varepsilon_l)=N_{1l}\frac{1+\operatorname{sign}\varepsilon_l}{2}+N_{2l}\frac{1-\operatorname{sign}\varepsilon_l}{2}. \qquad (4.24)$$

При наличии между звеньями зазора его можно учесть двумя способами: 1) уравнение удерживающей связи заменить двумя неравенствами неудерживающих связей; 2) считать связь удерживающей и сочленение звеньев рассматривать в среднем положении. В первом случае требуется запись двух неравенств неудерживающих связей, а во втором — необходимо одно уравнение для средней линии и другое — для величины зазора по всей линии контакта звеньев. Очевидно, первый способ является более сложным, хотя и более универсальным, так как имеется возможность более широких вариаций возможными сочленениями звеньев при исследованиях. Второй способ проще, но справедлив для симметричных относительно средней линии сочленений звеньев. Пусть, например, величина зазора в сочленении между звеньями задается уравнением $\Delta\varepsilon_i=\Delta\varepsilon_i(x_i)$, где $\Delta\varepsilon_i$ — величина половины зазора.

Зависимость $\Delta\varepsilon_i$ от конфигурации механизма свидетельствует о возможности непостоянства величины зазора в различных положениях звеньев.

Чтобы учесть зону нечувствительности в характеристике $N_i=N_i(\varepsilon_i)$ достаточно относительную деформацию считать не по формуле (4. 13), а по формуле

$$\varepsilon_l=(x_l-\Delta\varepsilon_l-x_{дl})\frac{1+\operatorname{sign}(x_l-\Delta\varepsilon_l-x_{дl})}{2}+$$
$$+(x_l+\Delta\varepsilon_l-x_{дl})\frac{1-\operatorname{sign}(x_l+\Delta\varepsilon_l-x_{дl})}{2}.$$

Очевидно, при $x_i-\Delta\varepsilon_i\leqslant x_{д\,i}\leqslant x_i+\Delta\varepsilon_i$, т. е. для случая, когда зазор не выбран, $\varepsilon_i=0$, и восстанавливающая сила, вычисляемая

по формуле (4.24), также будет равна нулю. При нарушении неравенства в какую-либо сторону величина ε_i будет равна соответствующему слагаемому, так как благодаря введению функций sign x мы обуславливаем, что в любом случае хотя бы одно из слагаемых равно нулю. Таким образом, учет зазора может быть осуществлен введением зон нечувствительности в характеристики восстанавливающих сил:

$$N_l = N_l(x_l - x_{дl},\ x_l,\ \Delta\varepsilon_l,\ \dot{x}_l - \dot{x}_{дl}). \qquad (4.25)$$

Заметим, что если величина зазора определяется какой-либо одной причиной (например, посадкой движения), то функция $\Delta\varepsilon_i(x_i)$ легко может быть определена. В частном случае $\Delta\varepsilon_i = \text{const}$.

Однако величина зазора зависит от многих причин. При стрельбе в результате изнашивания трущихся поверхностей зазоры в сочленениях могут меняться. Поэтому в общем случае $\Delta\varepsilon_i$ является величиной случайной. Случайным является также и взаимное расположение исследуемых звеньев, т. е. степень выбранности зазора. Это означает, что для анализа наших процессов необходимо привлечь аппарат теории вероятностей.

Уравнения (4.18), (4.19) и (4.20), а также система уравнений (4.22) выведены при условии, что кожух пушки считался неподвижным в инерциальной системе отсчета. При исследовании амортизированного оружия уравнения должны учитывать наличие сил инерции. Получим, например, систему уравнений для схемы автоматической пушки (см. рис. 2.4), предполагая упругость связей механизма автоматики. Очевидно, что на каждое звено действует сила инерции от движения кожуха, следовательно:

$$v'_{дl} = \frac{1}{\dot{x}^2}\left(\frac{P_l + N_l}{m_l} - v_{дl}\ddot{x} - \ddot{x}_к \cos\alpha_l\right) \qquad (4.26)$$

или

$$\dot{v}_{дl} = \frac{1}{\dot{x}}\left(\frac{P_l + N_l}{m_l} - v_{дl}\ddot{x} - \ddot{x}_к \cos\alpha_l\right), \qquad (4.27)$$

где N_i — по-прежнему определяются выражением (4.25).

Используя полученные выражения для $v'_{дl}$ и $\dot{v}_{дl}$ и подставляя их в соответствующие формулы разд. 2.2, получим систему уравнений

$$M_{д.пр}\ddot{x} + \dot{x}^2 M_{дΣ} + M_{дv}\ddot{x}_к = P_{л.ав} - k_C x;$$
$$M_{ор}\ddot{x}_к + M_{дv}\ddot{x} + M_{дv}\dot{x} = P_{ор} - k_a x_к - k_a x_y;$$
$$M_y \ddot{x}_y = \prod_0 \text{sign}\, x_к + F \,\text{sign}\, \dot{x}_к + k_a x_к - (k_a + k_y).x_y,$$

где

$$M_{д.пр} = m_0 + \sum_{l=1}^{n} \frac{v_{дl}^2}{\eta_l} m_l; \qquad M_{дΣ} = \sum_{l=1}^{n} \frac{v_{дl}}{\eta_l} m_l v'_{дl};$$

$$M_{д\eta}=m_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_{дi}}{\eta_i}m_i\cos\alpha_i, \qquad M_{ор}=m_0+m_к+\sum_{i=1}^{n}m_i;$$

$$M_{дv}=m_0+\sum_{i=1}^{n}v_{дi}m_i\cos\alpha_i; \qquad M_{дv}=\sum_{i=1}^{n}\dot{v}_{дi}m_i\cos\alpha_i;$$

$$P_{д.ав}=P_0-\prod_0+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_{дi}}{\eta_i}P_i; \qquad P_{ор}=P_к-\prod_a\operatorname{sign}x_к-F\operatorname{sign}\dot{x}_к.$$

Если в механизме автоматики есть детали, имеющие вращательное движение, то в формулы необходимо ввести соответствующие дополнения (см. разд. 2.2).

Таким образом, структура уравнений опять не изменилась, но в формулы для определения приведенных значений масс и сумм войдут действительные (а не кинематические) значения $v_{д\,i}$, $v_{дi}$, $\dot{v}_{дi}$, которые задаются уравнениями (4.26) или (4.27).

Аналогично может быть выведена система уравнений, идентичная системе (2.34), с той лишь разницей, что к восьми дифференциальным уравнениям системы (2.34) мы должны добавить еще два:

$$\dot{x}_{дi}=v_{i\,i}V=F_9(x,\ V);\ \dot{v}_{дi}=F_{10}(x,\ V,\ x_i,\ x_{дi},\ \dot{x}_{дi},\ \dot{x}_i).$$

где правая часть последнего уравнения равна правой части (4.27).

Точно также могут быть получены уравнения движения для пушки с амортизатором, «закрепленной» на абсолютно жесткой установке и т. д. По-прежнему зазоры в кинематических парах могут быть учтены введением зон нечувствительности. В заключение отметим, что необязательно все звенья механизма необходимо рассматривать как упругие. Наиболее податливые звенья следует считать связанными с помощью упругих связей, а остальные — абсолютно жесткими. При этом для описания функционирования подобных механизмов можно пользоваться смешанной математической моделью, т. е. для одних рабочих звеньев $v_{д\,i}$ вычисляются из уравнений (4.26) или (4.27), а для абсолютно жестких звеньев $v_{д\,i}=v_i$. Может оказаться, что на характер движения основного звена допущения о жесткости или упругости рабочих звеньев оказывает несущественное влияние. Тогда для исследования предлагается следующий вариант: определяется закон движения основного звена механизма автоматики в рамках гипотезы абсолютной жесткости звеньев. Затем с помощью уравнений (4.26) или (4.27) по известному закону движения основного звена определяются параметры движения наиболее податливых звеньев. Такое упрощение анализа возможно лишь для механизмов с большой инерцией основного звена, на закон движения которых наложение связей механизма не оказывает существенного влияния.

Рассмотрим ряд примеров по определению действительного передаточного отношения. На рис. 4.9 приведена схема кулачкового механизма с двусторонней (удерживающей) связью между осиовиым звеном, масса которого m_0, и рабочим — массой m_y. Кинематическое передаточное отношение такого механизма $v=\operatorname{tg}\alpha$, где α — угол наклона паза. Кииематическое положение рабочего звена может быть определено по формуле

$$y = y_0 + \int_{x_0}^{x} v\,dx = y_0 + \int_{x_0}^{x} \operatorname{tg}\alpha\,dx,$$

где y — координата рабочего звена; x — координата основного звена.

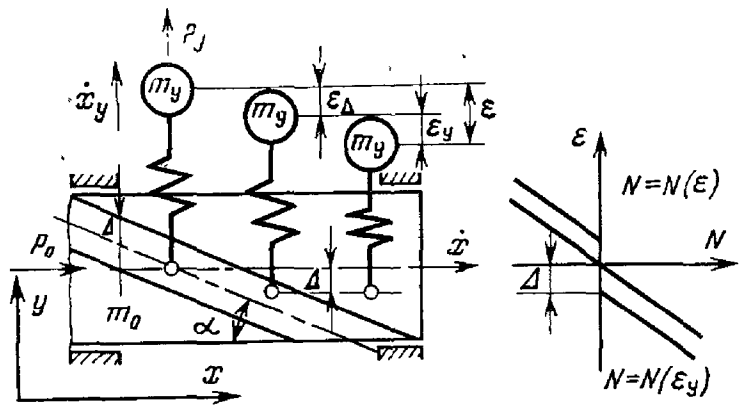

Рис. 4.9. Схема кулачкового механизма с упругим звеном и зазором

Выберем систему координат таким образом, чтобы $y_0=0$ и $x_0=0$. Тогда при постоянном угле наклона паза $y=x\operatorname{tg}\alpha=vx$.

Предположим, что в результате взаимодействия между основным и рабочим звеном возникает сила упругого взаимодействия $N=N(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$, где ε — величина деформации, которая определяется как

$$\varepsilon = y - y_д. \tag{4.28}$$

Здесь $y_д$ — действительное положение рабочего звена.

Пусть в соответствии с рис. 4.9 деформация ε складывается из упругой составляющей ε_y и составляющей от выбора зазора ε_Δ. Скорость деформации может быть определена по формуле

$$\dot{\varepsilon} = \dot{y} - \dot{y}_д = v\dot{x} - v_д\dot{x} = (v - v_д)\,\dot{x}. \tag{4.29}$$

Тогда система уравнений для определения параметров движения звеньев:

$$\begin{aligned} &\dot{V} = F_1;\quad \dot{x} = F_2;\quad \dot{y} = F_3;\\ &\dot{v} = F_4;\quad \dot{y}_д = F_5;\quad \dot{v}_д = F_6, \end{aligned} \tag{4.30}$$

где

$$F_1 = \frac{P_0 + \dfrac{v_д}{\eta} P_y - V\dfrac{v_д}{\eta} m_y \dot{v}_д}{m + \dfrac{v^2_д}{\eta} m_y};\qquad F_2 = V;\quad F_3 = vV;$$

$$F_4 = v'V;\quad F_5 = v_д V;\quad F_6 = \frac{1}{V}\left[\frac{P + N(y - y_д;\ vV - v_д V)}{m_y} - v_д\dot{V}\right].$$

В системе (4.30) может отсутствовать четвертое уравнение, так как при $v=\operatorname{tg}\alpha=\text{const}$ величина $\dot{v}=0$.

Значение $v_д$ находится интегрированием дифференциального уравиения $\dot{v}_д=F_6$.

Появление упругой силы взаимодействия N объясняется местной деформацией участка паза и ролика в месте их взаимного контакта, а также общей деформацией звеньев механизма. В простейшем случае

$$N(y - y_д;\ vV - v_д V) = k(y - y_д), \tag{4.31}$$

где k — приведенная к месту контакта жесткость звеньев.

Последнее уравнение системы (4.30) примет вид

$$\dot{v}_д = \frac{1}{V}\left[\frac{P_у + k(y - y_д)}{m_у} - v_д \dot{V}\right].$$

КПД механизма определится по формуле

$$\eta = \xi_\eta \frac{1 - 2v_д f}{v_д + 2f} v_д + (1 - \xi_\eta)\frac{1 + 2v_д f}{v_д - 2f} v_д,$$

где

$$\xi_\eta = \begin{cases} 1 & \text{при } y \geqslant y_д; \\ 0 & \text{при } y < y_д. \end{cases}$$

Характер взанмодействия легко устанавливается по знаку силы N, которая определяется по формуле (4.31).

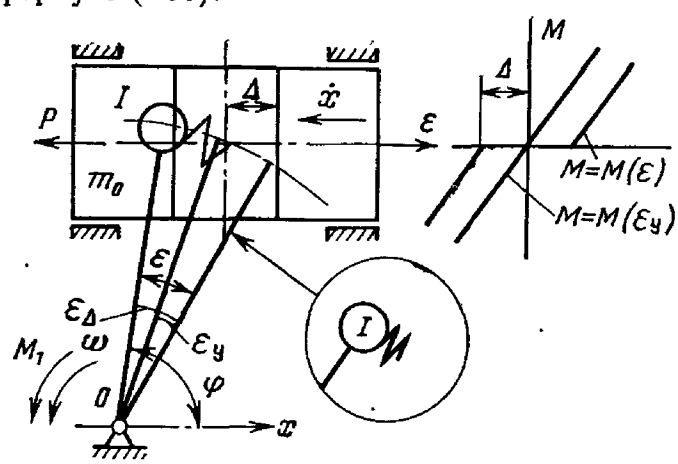

Рис. 4.10. Схема связи между звеньями m_0 и I при наличии упругости и зазора

Предположим теперь, что соединенне между пазом и роликом осуществлено с зазором (рис. 4.9). Пусть Δ=const — величина половины этого зазора, тогда для его учета необходимо деформацию определять не по формуле (4.28), а следующим образом:

$$\varepsilon = (y - y_д - \Delta)\frac{1 + \operatorname{sign}(y - y_д - \Delta)}{2} + (y - y_д + \Delta)\frac{1 - \operatorname{sign}(y - y_д + \Delta)}{2}.$$

Так как Δ=const, то скорость деформации по-прежнему определяется по формуле (4.29).

Таким образом, для учета зазора постоянной величины достаточно лишь изменить зависимость для определения величины деформации. Если бы зазор в сочленениях между звеньями не был постоянным, то необходимо было бы изменить и формулу для расчета скорости деформации. В остальном система уравнений не изменилась бы.

Линейную жесткость звена $m_у$ можно подсчитать по зависимости $k = EF/l$, где E — модуль упругости 1-го рода; F — площадь поперечного сечения; l — длина растягиваемого или сжимаемого участка.

Рассмотрим теперь механизм, в котором имеется вращающееся звено (рис. 4.10). Основное звено механизма массой m совершает поступательное движение вдоль оси x. Рабочее звено, момент инерции которого равен I, совершает враща-

тельное движение вокруг точки O. Выбираем начало отсчета координат таким образом, чтобы при $x=0$ $\varphi=\pi/2$, тогда кинематическое положение рабочего звена можно определить по формуле $\varphi=\arccos x/l$, где x — перемещение основного звена; l — длина вращающегося звена.

Найдем кинематическую передаточную функцию

$$\omega=\dot{\varphi}=\frac{1}{l\sin\varphi}V=\frac{1}{l\sin(\arccos x/l)}V,$$

следовательно, $\varkappa=\omega/V=1/l\sin(\arccos x/l)$.

При допущении о податливости связи между звеньями действительный угол поворота отличается от кинематического, при этом величина деформации

$$\varepsilon=\varphi-\varphi_д, \tag{4.32}$$

где $\varphi_д$ — действительный угол поворота рабочего звена.

Скорость деформации равна

$$\dot{\varepsilon}=\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_д=\varkappa V-\varkappa_д V=(\varkappa-\varkappa_д)V. \tag{4.33}$$

В результате разности между действительным и кинематическим углом поворота на рабочее звено действует момент упругого взаимодействия $M(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$. Параметры движения звеньев механизма могут быть найдены из следующей системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned}&\dot{V}=F_1;\ \dot{x}=F_2;\ \dot{\varphi}=F_3;\\&\dot{\varkappa}=F_4;\ \dot{\varphi}_д=F_5;\ \dot{\varkappa}_д=F_6,\end{aligned}\right\} \tag{4.34}$$

где

$$F_1=\frac{P_0+\frac{\varkappa_д}{\eta}M_1-V\frac{\varkappa_д}{\eta}I\dot{\varkappa}_д}{m_0+\frac{\varkappa_д^2}{\eta}I};\quad F_2=V;\quad F_3=\varkappa V;$$

$$F_4=\varkappa' V;\ F_5=\varkappa_д V;\ F_6=\frac{1}{V}\left[\frac{M_1+M(\varphi-\varphi_д;\ \varkappa V-\varkappa_д V)}{I}-\varkappa_д\dot{V}\right].$$

Вторая передаточная функция для определения F_4 может быть легко найдена: $\varkappa'=1/l^2\sin^2\varphi\operatorname{tg}\varphi$.

Значения $\varkappa_д$ определяются при интегрировании дифференциального уравнения $\dot{\varkappa}_д=F_6$.

Для определения КПД передачи можно воспользоваться зависимостью

$$\eta=\xi_\eta(1-f\operatorname{ctg}\varphi)+(1-\xi_\eta)(1+f\operatorname{ctg}\varphi),$$

где

$$\xi_\eta=\begin{cases}1 & \text{при } M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})\leqslant 0;\\ 0 & \text{при } M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})>0.\end{cases}$$

Пусть между роликом рабочего звена и поверхностями паза основного звена имеется постоянный зазор, половина которого равна Δ. При приведении этого зазора к зоне нечувствительности угла поворота получим

$$\Delta_\varphi=\Delta/l\sin\varphi.$$

Для учета зазора деформация должна вычисляться по формуле

$$\varepsilon=(\varphi-\varphi_д-\Delta_\varphi)\frac{1+\operatorname{sign}(\varphi-\varphi_д-\Delta_\varphi)}{2}+$$

$$+(\varphi-\varphi_д+\Delta_\varphi)\frac{1-\operatorname{sign}(\varphi-\varphi_д+\Delta_\varphi)}{2}. \qquad (4.35)$$

Так как величина зоны нечувствительности Δ_φ не остается постоянной, скорость деформации также необходимо вычислять по зависимости

$$\dot\varepsilon=\left(\varkappa V-\varkappa_д V-\frac{\Delta\cos\varphi\varkappa V}{l\sin^2\varphi}\right)\frac{1+\operatorname{sign}(\varphi-\dot\varphi_д-\Delta_\varphi)}{2}+(\varkappa V-\varkappa_д V+$$

$$+\frac{\Delta\cos\varphi\varkappa V}{l\sin^2\varphi}\Big)\frac{1-\operatorname{sign}(\varphi-\varphi_д+\Delta_\varphi)}{2}. \qquad (4.36)$$

Таким образом, при наличии зазора в соединении между основным и рабочим звеньями параметры движения по-прежнему определяются системой уравнений (4.34). Необходимые для вычисления момента значения деформации и ее скорости следует вычислять по формулам (4.35) и (4.36). В рассмотренных примерах рабочее звено непосредственно взаимодействует с основным. В следующем примере (рис. 4.11) рабочее звено массой m_y взаимодействует с основным звеном, масса которого m_0, через промежуточное звено, представляющее собой рычаг, длина плеч которого равна l_1 и l_2, а моменты инерции плеч относительно оси вращения — соответственно I_1 и I_2. При строгом подходе в рассматриваемом механизме требуется различать четыре звена (основное звено, первое плечо рычага, второе плечо рычага и рабочее звено массой m) и три передачи (от основного звена к первому плечу рычага, от первого плеча ко второму плечу и от второго плеча к рабочему звену). Функция положения плеча рычага длиной l_1 относительно перемещения основного звена

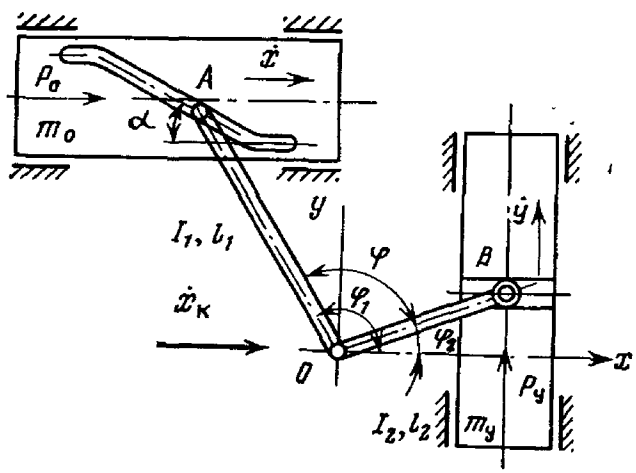

Рис. 4.11. Схема рычажно-кулачкового механизма

$$\varphi_1=\pi-\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right), \qquad (4.37)$$

где φ_{10} — начальный угол поворота первого плеча рычага; x — перемещение основного звена.

Угол поворота второго плеча рычага связан с углом поворота первого плеча зависимостью $\varphi_2=\varphi_1-\varphi$, где φ — угол между плечами рычага.

Положение рабочего (побочного) звена механизма в зависимости от угла поворота второго плеча выражается формулой

$$y=l_2\sin\varphi_2. \tag{4.38}$$

Передаточные числа связи (первые передаточные функции) механизма соответственно равны

$$\left.\begin{aligned} \varkappa_1&=\frac{\partial\varphi_1}{\partial x}=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{l_1\cos\varphi_1}; \quad \varkappa_2=\frac{\partial\varphi_2}{\partial\varphi_1}\varkappa_1=1\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{l_1\cos\varphi_1};\\ \nu_1&=\frac{\partial y}{\partial\varphi_2}\varkappa_2=l_2\cos\varphi_2\frac{\operatorname{tg}\alpha}{l_1\cos\varphi_1}=\frac{l_2}{l_1}\operatorname{tg}\alpha\frac{\cos\varphi_2}{\cos\varphi_1}. \end{aligned}\right\} \tag{4.39}$$

КПД передачи от основного звена к первому плечу рычага

$$\eta_{\varkappa 1}=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\varphi_1\cos\alpha\,(\operatorname{tg}\alpha+f)}, \tag{4.40}$$

где f — коэффициент трения.

КПД передачи от первого плеча рычага ко второму равен 1, и поэтому $\eta_{\varkappa 1}=\eta_{\varkappa 2}$.

КПД передачи от основного звена к рабочему звену

$$\eta_{\nu 1}=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha+2f}. \tag{4.41}$$

Формулы (4.40) и (4.41) справедливы, если основное звено является ведущим. При перемене ролей звеньев, когда оно становится ведомым, у коэффициентов трения, входящих в формулы, необходимо поменять знаки (см. разд. 3.3). Движение звеньев механизма описывается системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\dot V=F_1;\ \dot x=F_2;\ \dot y=F_3;\ \dot\nu_1=F_4;\ \dot y_{\text д}=F_5;\ \dot\nu_{\text{д}1}=F_6;\\ &\dot\varphi_1=F_7;\ \dot\varkappa_1=F_8;\ \dot\varphi_{\text{д}1}=F_9;\ \dot\varkappa_{\text{д}1}=F_{10};\ \dot\varphi_2=F_{11};\\ &\dot\varkappa_2=F_{12};\ \dot\varphi_{\text{д}2}=F_{13};\ \dot\varkappa_{\text{д}2}=F_{14}, \end{aligned}\right\} \tag{4.42}$$

где вспомогательные функции F определяются зависимостями:

$$F_1=\frac{P_0+\frac{\nu_{\text д}}{\eta_{\nu 1}}P_{\text y}-VM_{\text{д}\dot\Sigma}}{M_{\text{д.пр}}}; \quad M_{\text{д.пр}}=m_0+\frac{\nu_{\text{д}1}^2}{\eta_{\nu 1}}m_{\text y}+\frac{\varkappa_{\text{д}1}^2}{\eta_{\varkappa 1}}I_1+\frac{\varkappa_{\text{д}2}^2}{\eta_{\varkappa 2}}I_2;$$

$$M_{\text{д}\dot\Sigma}=\frac{\nu_{\text{д}1}}{\eta_{\nu 1}}m_y\dot\nu_{\text{д}1}+\frac{\varkappa_{\text{д}1}}{\eta_{\varkappa 1}}I_1\dot\varkappa_{\text{д}1}+\frac{\varkappa_{\text{д}2}}{\eta_{\varkappa 2}}I_2\dot\varkappa_{\text{д}2}; \quad F_2=V; \quad F_3=\nu_1V;$$

$$F_4=\nu_1'V; \quad F_5=\nu_{\text{д}1}V; \quad F_6=\frac{1}{V}\left[\frac{P_{\text y}+P(\varepsilon_3\dot\varepsilon_3)}{m_{\text y}}-\nu_{\text{д}1}\dot V\right]; \quad F_7=\varkappa_1V;$$

$$F_8=\varkappa_1' V;\quad F_9=\varkappa_{д1} V;\quad F_{10}=\frac{1}{V}\left[\frac{M_1(\varepsilon_1,\dot{\varepsilon}_1)}{I_1}-\varkappa_{д1}\dot{V}\right];\quad F_{11}=\varkappa_2 V;$$

$$F_{12}=\varkappa_2' V;\quad F_{13}=\varkappa_{д2} V;\quad F_{14}=\frac{1}{V}\left[\frac{M_2(\varepsilon_2,\dot{\varepsilon}_2)}{I_2}-\varkappa_{д2}\dot{V}\right].$$

Силы и моменты, вызывающие упругие деформации, вычисляются в соответствии с принятой гипотезой деформации.

Значения деформаций и их скоростей определяются по формулам:

$$\varepsilon_1=\varphi_1-\varphi_{д1};\quad \varepsilon_2=\varphi_2-\varphi_{д2};\quad \varepsilon_3=y-y_д;$$

$$\dot{\varepsilon}_1=\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_{д1}=(\varkappa_1-\varkappa_{д1})V;\quad \dot{\varepsilon}_2=(\varkappa_2-\varkappa_{д2})V;\quad \dot{\varepsilon}_3=(\nu_1-\nu_{д1})V.$$

Обычно в механизмах автоматики соотношения между массами и инерциями звеньев таково, что по сравнению с величинами масс основного и рабочего звеньев моментом инерции рычага можно пренебречь ($I_1=I_2=0$). При этом звенья m_0 и m_y могут рассматриваться как абсолютно жесткие, а рычаг как невесомый упругий элемент. Найдем функцию положения рабочего звена относительно перемещения основного:

$$y=l_2\sin\left[\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)+\varphi\right],$$

где y — перемещение рабочего звена; x — перемещение основного звена; φ — угол между плечами рычага; φ_{10} — начальный угол первого плеча.

Кинематическое передаточное число связи механизма

$$\nu=\frac{l_2}{l_1}\operatorname{tg}\alpha\,\frac{\cos\left[\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)+\varphi\right]}{\cos\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)}.$$

При допущении об упругости рычага в результате деформации возникает момент, пропорциональный величине этой деформации и ее скорости $M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})$. Величину деформации находят по формуле

$$\varepsilon=\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)-\arcsin\frac{y}{l_2}-\varphi.$$

Скорость деформации определяется выражением

$$\dot{\varepsilon}=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\,\frac{\dot{x}}{\cos\cdot\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)}-$$

$$-\frac{\nu_д\dot{x}}{l_2\cos\left[\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)+\varphi\right]},$$

где $\nu_д$ — действительное передаточное отношение от основного звена к рабочему.

Тогда параметры движения звеньев механизмов автоматики вместо системы уравнений (4.41) будут определяться системой (4.30) при следующих выражениях вспомогательных функций:

$$F_1=\frac{P_0+\frac{\nu_д}{\eta}P_у-V\frac{\nu_д}{\eta}m_д\dot{\nu}_д}{m_0+\frac{\nu_д^2}{\eta}m_у};\quad F_2=V;\quad F_3=\nu V;\quad F_4=\nu' V;\quad F_5=\nu_д V;$$

$$F_6=\frac{1}{V}\left\{\frac{P+M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})/l_2\cos\left[\arcsin\left(\sin\varphi_{10}+\frac{x\operatorname{tg}\alpha}{l_1}\right)+\varphi\right]}{m_у}-\nu_д\dot{V}\right\}.$$

Значение ν' находим дифференцированием выражения для ν, а значение $\nu_д$ находим при интегрировании уравнения $\dot{\nu}_д=F_6$

$$\eta=\xi_\eta\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha+2f}+(1-\xi_\eta)\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha-2f},$$

где

$$\xi_\eta=\begin{cases}1 & \text{при } M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})\leqslant 0;\\ 0 & \text{при } M(\varepsilon,\dot{\varepsilon})>0.\end{cases}$$

Зазоры в сочленениях между основным звеном и первым плечом рычага и между вторым плечом рычага и рабочим звеном могут быть учтены так же, как и в первых рассмотренных примерах.

Если рычажная система, приведенная на рис. 4.11, представляет собой совокупность рычагов и вала, то угловую жесткость такой системы можно определить по зависимости

$$k=\frac{1}{\sum\limits_{j=1}^{n}\frac{1}{k_{в\,j}}+\sum\limits_{i=1}^{m}\frac{1}{k_{р\,i}}},$$

где $k_{в\,j}$ — угловая жесткость участка вала; $k_{р\,i}$ — изгибная жесткость рычага, приведенная к валу.

Угловая жесткость участка вала $k_{в\,j}=\frac{GI_p}{l_j}$,

где $G=E/2(1+\mu)$; $I_p=\pi d^4/32$; d — диаметр вала; l_j — длина вала.

Изгибная жесткость рычага, приведенная к валу, $k_{р\,i}=3EI/l_i^2$. Если вся рассматриваемая система (см. рис. 4.11) находится в подвижном кожухе, который перемещается вдоль оси x со скоростью $\dot{x}_к=V_к$, то, взяв за основу систему уравнений (2.29), дополним уравнения (4.41) соотношением $\dot{V}_к=F_{15}$; $\dot{x}_к=V_к$.

Для системы полученных пятнадцати уравнений некоторые вспомогательные функции будут отличаться от системы (4.42):

$$F_1^к = \frac{P_0 + \frac{\nu_{1д}}{\eta_{\nu 1}} P_у - V M_{дx} - M_{дη}\dot{V}_к}{M_{пр}},$$

где $\dot{x}_к = V_к$, x — относительная координата (перемещение звеньев относительно короба);

$$M_{дη} = m_0 + \frac{\nu_{1д}}{\eta_{\nu 1}} m_у \cos\alpha + \frac{\varkappa_{1д}}{\eta_{\varkappa 1}} \frac{I_1}{r_1} \sin\varphi_1 \sin\beta_1 + \frac{\varkappa_{2д}}{\eta_{\varkappa 2}} \frac{I_2}{r_2} \sin\varphi_2 \sin\beta_2,$$

так как $\alpha = 90°$ и $\beta_1 = \beta_2 = 90°$, то

$$M_{дη} = m_0 + \frac{\varkappa_{1д}}{\eta_{\varkappa 1}} \frac{I_1}{r_1} \sin\varphi_1 + \frac{\varkappa_{2д}}{\eta_{\varkappa 2}} \frac{I_2}{r_2} \sin\varphi_2.$$

Вспомогательная функция

$$F_{15}^к = \frac{P_{кож} - M_{дν}\dot{V} - M_{дν}V}{M_{полн}},$$

где $P_{кож}$ — активная сила, действующая на кожух;

$$M_{полн} = m_0 + m_у + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_2}{r_2^2};$$

при $\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 90°$ (см. разд. 2.2)

$$M_{дν} = m_0 + \varkappa_{1д} \frac{I_1}{r_1} \sin\varphi_1 + \varkappa_{2д} \frac{I_2}{r_2} \sin\varphi_2,$$

$$M_{дν} = \dot{\varkappa}_{1д} \frac{I_1}{r_1} \sin\varphi_1 + \dot{\varkappa}_{2д} \frac{I_2}{r_2} \sin\varphi_2.$$

Вспомогательные функции $F_6^к$, $F_{10}^к$ и $F_{14}^к$ можно определить на основании зависимостей

$$F_6^к = \frac{1}{V}\left[\frac{P_у + P(\varepsilon_3, \dot{\varepsilon}_3)}{M_у} - \nu_{д1}\dot{V} - V_к \cos\alpha\right].$$

при $\alpha = 90°$ $F_6^к = F_6$,

$$F_{10}^к = \frac{1}{V}\left[\frac{M_1(\varepsilon_1, \dot{\varepsilon}_1)}{I_1} - \varkappa_{1д}\dot{V} - \frac{\dot{V}_к}{r_1}\sin\varphi_1\right];$$

$$F_{14}^к = \frac{1}{V}\left[\frac{M_2(\varepsilon_2, \dot{\varepsilon}_2)}{I_2} - \varkappa_{2д}\dot{V} - \frac{\dot{V}_к}{r_2}\sin\varphi_2\right].$$

Рассмотрим работу патроноподающего механизма гипотетической пушки с отдачей ствола (рис. 4.12). Система рычагов, включающая рычаг копира OA и кривошип OB, движется совместно с откатными частями вдоль оси Ox и под воздействием копирного паза, неподвижного в инерциальной системе отсчета, поворачивается относительно точки O. При этом ползун *2* перемещается перпендикулярно движению ствола *1*. При своем перемещении ползун перемещает на величину шага подачи патронную ленту *3*. Анализ работы этого механизма про-

ведем при следующих допущениях: моментами инерции рычагов преиебрегаем по их малости и считаем невесомой упругой связью; ползун, подвижные части и копир считаем абсолютно жесткими, патронную ленту заменяем упругой нитью.

Положение звеньев механизма определяем следующими координатами: 1) основного звена (откатиых частей) — координатой x; 2) положение рычага копира — углом $\varphi_р$, отсчитываемым от положительного направления оси Ox по часовой стрелке; 3) положение ползуна подачи — координатой y.

Найдем кинематические передаточные функции (передаточные числа связи) для случая, когда все звенья принимаются абсолютно жесткими.

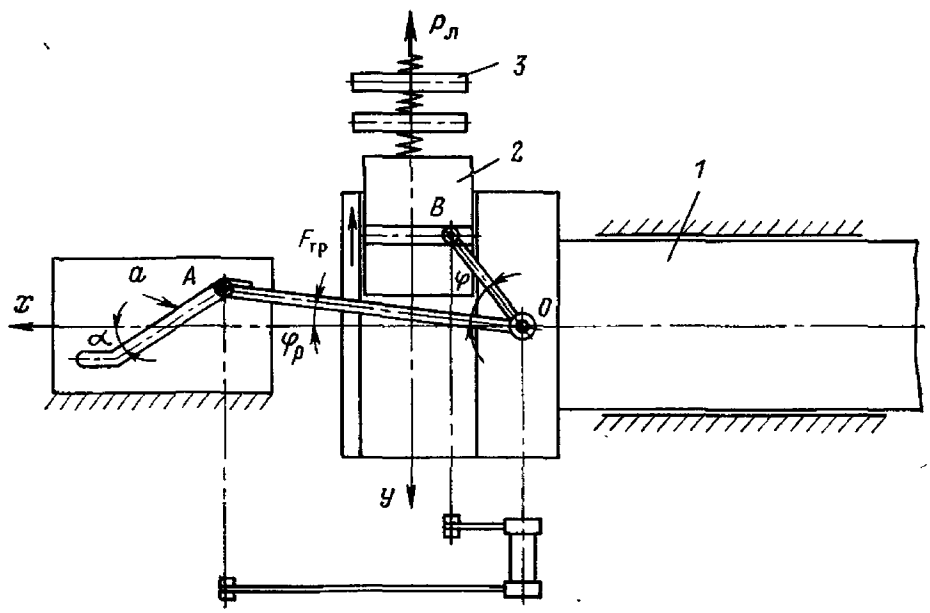

Рис. 4.12. Схема рычажно-кулачкового механизма подачи

Функция положения рычага копира относительно перемещения основного звена

$$\varphi_р(x) = \pi - \alpha - \arcsin\left[\frac{x - x_0}{l_р}\sin\alpha + \sin(\varphi_{р0} - \alpha)\right],$$

где α — угол наклона профильного паза копира; $l_р$ — длина рычага копира; x_0 — начальное положение откатных частей, при котором начинается поворот системы рычагов; $\varphi_{р0}$ — начальный угол поворота рычага копира.

Функция положения ползуна подачи относительно угла поворота кривошипа $y(\varphi_{кр}) = l_{кр}\sin\varphi_{кр}$, где $l_{кр}$ — длина кривошипа.

Учитывая, что $\varphi_{кр} = \varphi_р + \varphi$, получим выражение для функции положения ползуна относительно перемещения основного звена:

$$y(x) = l_{кр}\sin\left\{\pi - \alpha + \varphi - \arcsin\left[\frac{x - x_0}{l_р}\sin\alpha + \sin(\varphi_{р0} - \alpha)\right]\right\}. \quad (4.43)$$

Дифференцируя $y(x)$ по dx, получим выражение для первой передаточной функции от ползуна подачи к основному звену:

$$v(x) = \frac{l_{кр}}{l_р}\sin\alpha\frac{\cos(\varphi_р + \varphi)}{\cos(\varphi_р - \varphi)}.$$

Вторая передаточная функция от ползуна к основному звену

$$v'(x) = \frac{\left[v(x)\sin(\varphi_р - \alpha) - \dfrac{l_{кр}}{l_р}\sin\alpha\sin(\varphi_р + \varphi)\right]\sin\alpha}{l_р\cos^2(\varphi_р - \alpha)}. \quad (4.44)$$

При учете упругости системы рычага на рис. 4.12 действительное положение ползуна будет отличаться от его кинематического положения, определяемого формулой (4.43). Разность между $y(x)$ и $y_д$ определяется деформациями рычагов и позволяет определить упругий момент, пропорциональный этой деформации и ее скорости. Примем для этого момента выражение

$$M = k_\varphi (1 + k_д \operatorname{sign} \varepsilon\dot{\varepsilon})\, \varepsilon, \tag{4.45}$$

где k_φ — жесткость упругой системы, состоящей из рычагов и связи между ними; $k_д$ — коэффициент ударного демпфирования, обобщенно учитывающий потери на удар, внутреннее и конструкционное трение упругих элементов; ε — относительная деформация упругих элементов; $\dot{\varepsilon}$ — скорость деформации.

Коэффициент ударного демпфирования определяется гистерезисом или мгновенной потерей скорости при соударении в зазоре.

Тогда $$\frac{1 - k_д}{1 + k_д} = \frac{V_к^2}{V_0^2} = \nabla^2, \quad \text{откуда} \quad k_д = \frac{1 - \nabla^2}{1 + \nabla^2}.$$

Угловая жесткость системы, состоящей из рычагов и вала, в соответствии с приведенными выше формулами определяется по зависимости

$$k_\varphi = \frac{1}{\frac{1}{k_р} + \frac{1}{k_в} + \frac{1}{k_{кр}}},$$

где $k_р$ — изгибная жесткость рычага копира, приведенная к валу; $k_в$ — угловая жесткость вала; $k_{кр}$ — изгибная жесткость кривошипа, приведенная к валу.

Угловая жесткость вала $k_в = GI_p/l$.

Изгибная жесткость рычага и кривошипа, приведенных к валу:

$$k_р = \frac{3EI_р}{l_р^2}; \quad k_{кр} = \frac{3EI_{кр}}{l_{кр}^2}.$$

Величина деформации упругого элемента должна быть определена с учетом возможного зазора между кривошипом и поверхностями ползуна подачи, а также между рычагом копира и пазом копира. Примем, что зазор в пазе копира равен нулю (так как инерция откатывающихся частей выбирает его, если он имеется), а зазор в пазе ползуна постоянный и равен Δ.

Систему уравнений для определения параметров движения звеньев механизма запишем в виде

$$\left.\begin{aligned} \dot{V} = F_1;\ \dot{x} = F_2;\ \dot{y} = F_3;\ \dot{\nu} = F_4; \\ \dot{y}_д = F_5;\ \dot{\nu}_д = F_6, \end{aligned}\right\} \tag{4.46}$$

где вспомогательные функции

$$F_1 = \frac{P_{д.пр} - VM_{д\dot{\Sigma}}}{M_{д.пр}}; \quad P_{д.пр} = P_0 + \frac{\nu_д}{\eta} F_{тр} + \frac{\nu_д}{\eta} P_л; \quad M_{д\dot{\Sigma}} = \frac{\nu_л}{\eta} m_п \dot{\nu}_д;$$

$$M_{д.пр} = m_0 + \frac{\nu_д^2}{\eta} m_п; \quad F_2 = V; \quad F_3 = \nu V; \quad F_4 = \nu' V; \quad F_5 = \nu_д V;$$

$$F_6 = \frac{1}{V}\left[\frac{M(\varepsilon, \dot{\varepsilon})/[l_{кр}\cos(\varphi_р + \varphi)] + F_{тр} + P_л}{m_п} - \nu_д \dot{V}\right].$$

В приведенной системе уравнений P_0 — равнодействующая активных сил, приложенных к основному звену (например, $p_{кн}S$—П), m_0 — масса основного звена; $m_п$—масса ползуна подачи (толкателя ленты); $F_{тр} = -f|m_п\dot{V}|\operatorname{sign}(\nu_д V)$—

сила трения ползуна на направляющих; $P_л = \nu_д V \sqrt{mk_л}$ — сила сопротивления патронной ленты; f — коэффициент трения.

КПД передачи «основное» звено — ползун $\eta = \dfrac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha + f}$.

Если может произойти перемена роли звеньев, то, очевидно, в формуле для КПД переменится знак f. Формула для $P_л$ приведена при откате. При накате $(V<0) P_л = 0$.

Для определения деформации и упругого момента можно принять следующий алгоритм:

1) по формуле (4.42) рассчитываем кинематическое положение ползуна подачи;

2) из полученной системы уравнений затем получаем действительное положение ползуна $y_д(x)$ и определяем нижнее и верхнее предельные значения:

$$y_н = y_д(x);\ y_в = y_д(x) + \Delta;$$

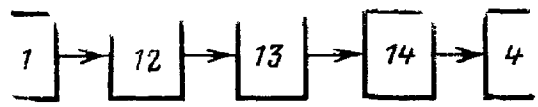

Рис. 4.13. Дополнительные элементы блок-схемы для расчета механизма с упругими звеньями и зазором:

1, 4—блоки операторов рис. 4.8; *12*—определение деформаций и зазоров; *13*—определение скоростей деформаций; *14*—определение упругих сил и моментов

3) при $y_н \leqslant y(x) \leqslant y_в$ взаимное расположение кривошипа и ползуна (толкателя ленты) таково, что кривошип перемещается в зазоре и с ползуном не взаимодействует, поэтому $\varepsilon=0$; $\dot{\varepsilon}=0$; $M=0$;

4) при $y(x)<y_н$ находим величину деформации по формуле $\varepsilon = \arcsin y(x)/l_{кр} - \arcsin y_н/l_{кр}$ и скорость деформации

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\nu V}{\sqrt{l_{кр}^2 - y^2(x)}} - \frac{\nu_д V}{\sqrt{l_{кр}^2 - y_и^2}};$$

5) при $y(x)>y_в$ формулы для определения деформации и ее скорости

$$\varepsilon = \arcsin\frac{y(x)}{l_{кр}} - \arcsin\frac{y_в}{l_{кр}},\quad \dot{\varepsilon} = \frac{\nu V}{\sqrt{l_{кр}^2 - y^2(x)}} - \frac{\nu_д V}{\sqrt{l_{кр}^2 - y_в^2}};$$

6) зная ε и $\dot{\varepsilon}$ по формуле (4.45) определяем M.

Для составления программы вычислений, соответствующей изложенному алгоритму, можно воспользоваться блок-схемой, приведенной на рис. 4.8 с дополнительными блоками, показанными на рис. 4.13. По этой блок-схеме была составлена программа вычислений параметров гипотетического питающего механизма, работающего при откате. Механизм произвольно задан следующими параметрами:

$$Q_0 = 15\ кгс;\ Q_п = 2\ кгс;\ V_0 = 5\ м/с;\ l_р = 185\ мм;\ l_{кр} = 90\ мм;$$

$$k_в = 1{,}5\cdot 10^4\ кгс\cdot м/рад;\ k_р = 1\cdot 10^3\ кгс\cdot м/рад;\ k_{кр} = 5\cdot 10^3\ кгс\cdot м/рад;\ P_л = 5\nu_д\cdot V\ кгс$$

В период работы механизма $P_0>0$.

На рис. 4.14 приведены расчетные значения скорости толкателя ленты $V_т = \nu_д V = V_т(t)$. Кривые *1*, *2*, *3* соответствуют различным величинам зазоров при $k_д=0{,}5$; $\Delta_3>\Delta_2>\Delta_1=0$. Из рассмотрения графиков видно, что зазор оказывает демпфирующее влияние, но при этом увеличиваются величины упругих реакций.

На рис. 4.14 кривая *4* показывает изменение кинематической скорости толкателя ленты ($\Delta=0$ и абсолютно жесткие звенья). На рис. 4.15 показана зависимость $V_т = V_т(t)$ при откате при $k_д = 0{,}25$ (кривые *2* и *3*). Кривая *1* построена при $k_д=0{,}25$ ($\Delta_1=0$). Уменьшение $k_д$ увеличивает колебательность процесса, при этом

с ростом зазора увеличивается плавность изменения скорости. Анализ результатов расчета выявляет также значительное демпфирующее влияние ленты ($P_л$) и трения ($F_{тр}$). По-прежнему важ-

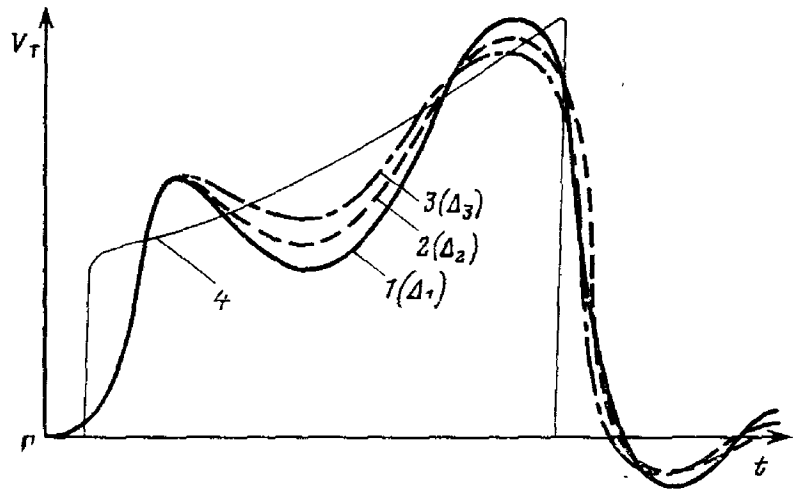

Рис. 4.14. Графики влияния зазора Δ на скорость движения толкателя ленты

ной задачей является определение сил реакций, действующих на промежуточные звенья механизма автоматики. Сумму проекций всех сил, действующих на упругое звено s, на направление его пе-

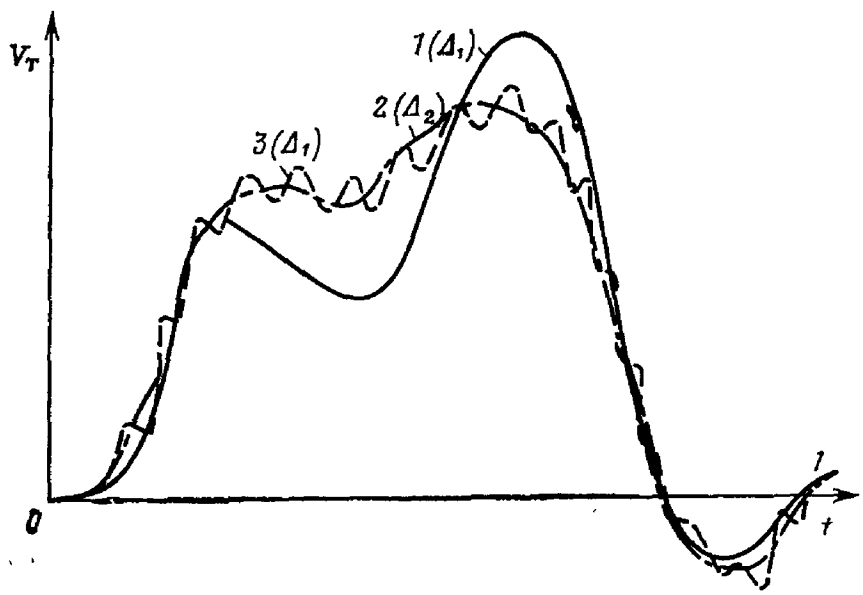

Рис. 4.15. Графики влияния коэффициента демпфирования $k_д$ на скорость движения толкателя ленты

ремещения при неподвижном основании можно определить по зависимости

$$Q_s = P_s - m_s(\nu_{дs}\ddot{x} - \nu'_{дs}\dot{x}^2),$$

а при подвижном основании (при амортизации)

$$Q_s = P_s - m_s(\nu_{дs}\ddot{x} - \nu'_{дs}\dot{x}^2 - \nu_{дs}\ddot{x}_к \cos\alpha_s).$$

Реакция на звено s со стороны $(s+1)$ звена, как и раньше, может быть определена, если отброшенные звенья с $(s+1)$ заменить реакцией. Тогда при неподвижном основании

$$R_{д(s+1),s}=\frac{\eta_{д s}}{\nu_{д s}}\left(P_{д.пр s}-M_{д.пр s}\ddot{x}-M_{д\Sigma s}\dot{x}^2\right),$$

где

$$M_{д.пр s}=m_0+\sum_{l=1}^{s}\frac{\nu_{д l}^2}{\eta_{д l}}m_l+\sum_{j=1}^{s}\frac{\varkappa_{д j}^2}{\eta_{д j}}I_j;$$

$$M_{д\Sigma s}=\sum_{l=1}^{s}\frac{\nu_{д l}}{\eta_{д l}}m_l\nu'_{д l}+\sum_{j=1}^{s}\frac{\varkappa_{д j}}{\eta_{д j}}I_j\varkappa'_{д j};$$

$$P_{д.пр s}=P_0+\sum_{l=1}^{s}\frac{\nu_{д l}}{\eta_{д l}}P_l+\sum_{j=1}^{s}\frac{\varkappa_{д j}}{\eta_{д j}}L_j.$$

Аналогично при подвижном основании

$$R_{д(s+1),s}=\frac{\eta_{д s}}{\nu_{д s}}\left(P_{д.пр s}-M_{д.пр s}\ddot{x}-M_{д\Sigma s}\dot{x}^2-M_{д\eta s}\ddot{x}_к\right),$$

где

$$M_{д\eta_s}=m_0+\sum_{l=1}^{s}\frac{\nu_{д l}}{\eta_{д l}}m_l\cos\alpha_l+\sum_{j=1}^{s}\frac{\varkappa_{д j}}{\eta_{д j}}\frac{I_j}{r_j}\sin\gamma_j\sin\beta_j.$$

ГЛАВА 5

ВИДЫ УЗЛОВ ЗАПИРАНИЯ. АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ

5.1. ВИДЫ УЗЛОВ ЗАПИРАНИЯ. ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ

Узел запирания — совокупность деталей, служащих для закрывания патронника, удержания там гильзы и ограничения смещения зеркала затвора относительно казенного среза ствола во время выстрела. Следовательно, к деталям узла запирания надо относить те детали, которые деформируются под действием силы давления пороховых газов на дно гильзы (ствол, затвор, ствольная коробка и т. п.). В системах с инерционным запиранием, в которых ограничение смещения зеркала затвора происходит за счет инерции массы затвора, к таким деталям следует относить детали, получающие смещение относительно казенного среза ствола при выстреле. Если рассматривать узлы запирания в зависимости от характера ограничения смещения зеркала затвора, их можно разделить на три вида:

1. Узлы запирания с упругим смещением зеркала затвора при выстреле (в системах с принудительным отпиранием).
2. Инерционные узлы запирания (в системах с самоотпиранием).
3. Узлы запирания с полупринудительным отпиранием.

Наиболее распространены узлы запирания первого вида. У них для предотвращения недопустимого смещения зеркала затвора относительно казенного среза ствола затвор во время выстрела соединяется со ствольной муфтой, казенником или ствольной коробкой при помощи запирающего механизма. Узлы запирания с упругим смещением зеркала затвора (без самоотпирания) в зависимости от конструкции, характера и направления движения затвора можно разделить на скользящие, клиновые и качающиеся. Скользящие затворы в автоматическом оружии получили самое большое распространение.

Меньшее распространение в автоматическом оружии получили поперечно-движущиеся (клиновые) затворы. Они применяются в автоматических зенитных пушках.

Крайне редко применяются качающиеся затворы. В системах с инерционным запиранием осуществляется самоотпирание сво-

бодного или полусвободного затвора. При полупринудительном отпирании, получившем малое распространение, расцепление ствола и затвора происходит под действием силы давления пороховых газов, но затвор несколько задерживается в начальный момент. По сложности конструкции они не уступают системам с принудительным отпиранием и в то же время обладают существенными недостатками систем с инерционным запиранием. Поэтому системы с полупринудительным отпиранием получили крайне редкое применение.

Поперечный обрыв гильзы при выстреле или экстракции, а также срез фланца гильзы выбрасывателем приводят к возникновению трудноустранимых задержек. Поэтому характеристики и конструкция оружия должны быть выбраны таким образом, чтобы не могло возникнуть подобных задержек или поломок.

Рассмотрим функционирование гильзы при выстреле в системах автоматического оружия, имеющих узлы запирания без самоотпирания затвора, т. е. узлы запирания с упругим смещением зеркала затвора при выстреле. Будем считать, что гильза перед выстрелом всегда находится в переднем положении и упирается закраиной в пенек ствола или скатом в скат патронника. Из-за технологических условий гильза перед выстрелом располагается в патроннике с зазором Δr. Существуют также зазоры в цепи деталей узла запирания. Упрощенно сведем их к «переднему» Δ_1 и «заднему» Δ_2 зазорам. Во время выстрела зазор Δr выбирается, одновременно давление пороховых газов на дно гильзы смещает гильзу назад. До момента прижатия гильзы к стенкам патронника она успеет сдвинуться назад без значительной осевой деформации на величину «свободного» выхода Δl_c. Характер распределения зазоров, форма выбрасывателя и способ сцепления его с гильзой оказывают существенное влияние на величину «свободного» выхода гильзы.

С момента прижатия гильзы к стенкам патронника (при расчетном давлении 150—300 кгс/см^2 в зависимости от размеров и материала гильзы), выталкивание гильзы на величину оставшегося зазора $\Delta=\Delta_1+\Delta_2-\Delta l_c$ будет сопровождаться продольными деформациями гильзы, обусловленными наличием сил трения между стенками патронника и прижатой к патроннику гильзой.

В ряде случаев часть пороховых газов еще до прижатия гильзы к стенкам патронника может попасть в зазор и на какой-то длине, особенно в передней части, гильза не будет защемлена. Примем для дальнейшего анализа модель, в которой при прижатии гильзы к стенкам патронника происходит ее защемление силами трения. Неполнота защемления может быть учтена при выборе величины коэффициента трения между стенками гильзы и патронника.

Важное значение для изготовления гильзы и ее работы имеет соотношение продольных и поперечных размеров.

Цилиндрические гильзы применяются в автоматическом оружии сравнительно редко. При сравнительно большой длине гильзы они делаются конусными, причем конусность осуществляется в основ-

ном за счет оката гильзы. Наружная поверхность основной части гильзы делается с небольшим конусом (обычно α порядка 1—2°) для облегчения экстракции гильзы. Для рассмотрения ряда вопросов конусную гильзу удобнее заменять эквивалентной цилиндрической. Гильзы, применяемые в настоящее время, имеют переменную толщину стенки. Это несколько снижает осевые напряжения у дна гильзы и упрощает технологию ее изготовления.

Движение затвора в системах инерционным запиранием начинается с момента выжимания пули из дульца гильзы. До момента выбора гильзой радиального зазора Δr смещение гильзы и затвора назад не сопровождается осевым растяжением гильзы. После прижатия гильзы к стенкам патронника движение затвора сопровождается продольной деформацией гильзы. Прочность гильзы при этом зависит от состояния гильзы и патронника (коэффициента трения f) и величины массы затвора. Для обеспечения продольной прочности гильзы необходимо, чтобы смещение зеркала затвора до момента безопасного для извлечения гильзы не превзошло предельно допустимого удлинения гильзы.

5.2. НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ

Прочность гильзы при выстреле определяется ее напряженно-деформированным состоянием. Существенное влияние на работу гильзы оказывают радиальный Δr и осевые Δ_1 и Δ_2 зазоры (рис. 5. 1). Примем, что до полного прижатия к стенкам патронника гильза смещается назад на величину

$$\Delta l_c = \frac{\pi d_1^2}{4M} \int_{t_c}^{t_e} dt \int_{t_c}^{t_e} p dt, \qquad (5.1)$$

где t_c — время от начала горения заряда до момента выжимания снаряда из гильзы при давлении p_c; t_e — время, соответствующее давлению p_e, при котором гильза соприкасается со стенками патронника.

Величина M, входящая в уравнение (4.22), равна массе гильзы $m_г$ при выборе «переднего» зазора Δ_1 и массе затвора и гильзы $M = M_з + m_г$ при выборе «заднего» заряда Δ_2. Кроме того, при выборе заднего зазора можно учесть сопротивление трения деталей узла запирания $R_з$. Для уточнения определения величины «свободного» выхода гильзы Δl_c можно учесть также силу сопротивления гильзы в патроннике $R_г$, возникающую в результате более быстрого защемления передней части гильзы. Это происходит из-за меньшей толщины ее стенок и меньшего значения предела текучести материала на этом участке.

Для давления пороховых газов в канале ствола в начальный период примем зависимость

$$P(t)=p_c e^{At}, \tag{5.2}$$

где $A=Sp_e/I_e$ — параметр показательного закона; S — площадь сечения канала ствола; I_e — импульс давления пороховых газов за время t_c-t_e.

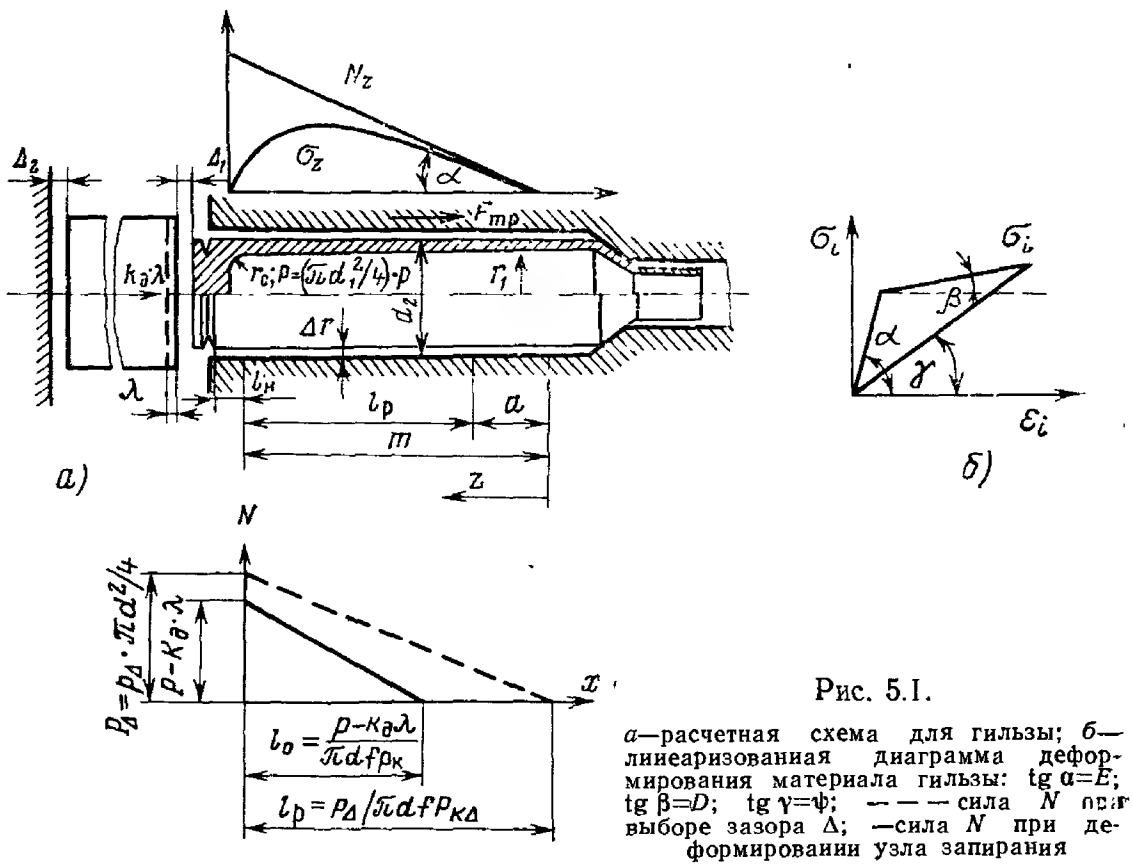

Рис. 5.1.

а—расчетная схема для гильзы; *б*—линеаризованная диаграмма деформирования материала гильзы: $\operatorname{tg}\alpha=E$; $\operatorname{tg}\beta=D$; $\operatorname{tg}\gamma=\psi$; — — — сила N при выборе зазора Δ; —сила N при деформировании узла запирания

После подстановки значения $p(t)$ (5.2) в уравнение (5.1) и преобразований получим

$$\Delta l_c \cong \frac{\pi d_1^2 p_e}{4(M_з+m_г)A^2}. \tag{5.3}$$

При давлении p_e (в зависимости от материала и размеров) гильза оказывается прижатой к стенкам патронника. С этого момента ее выталкивание на величину оставшегося осевого зазора $\Delta=\Delta_1+\Delta_2-\Delta l_c$ будет сопровождаться продольными деформациями гильзы.

Нужно отметить, что часть поверхности у дна гильзы $l_н$, называемая участком «неприлегания», оказывается незащемленной в процессе выстрела: это обусловлено влиянием дна гильзы. Длина

участка $l_н$ зависит от конструкции дна, механических характеристик материала и давления в канале ствола. Приближенно величина $l_н$ выбирается по зависимости

$$l_н = \varrho r_c, \tag{5.4}$$

где ϱ — коэффициент «неприлегания»; r_c — радиус сопряжения дна гильзы с корпусом.

В дальнейшем корпусом гильзы здесь будем считать часть гильзы длиной m от ската до конца участка $l_н$ (рис. 5.1).

Для определения напряженно-деформированного состояния будем рассматривать корпус гильзы как трубу переменного сечения. Корпус гильзы граничит по боковой поверхности с упруго-деформирующимся в радиальном направлении патронником и нагружен внутренним давлением p и осевой силой N, возникающей при давлении пороховых газов на дно и скат гильзы.

Анализ напряжений, возникающих при работе гильзы в ее стенках, показывает, что гильза находится в условиях сложного трехосного напряженно-деформированного состояния. В процессе деформирования гильзы во время выстрела основные активные силы, действующие на гильзу, создаются давлением пороховых газов. Силы реакций связей (упругость патронника и узла запирания, силы трения) также зависят от давления пороховых газов. Таким образом, все эти силы меняются приблизительно пропорционально одной и той же величине. Поэтому можно принять, что в период нарастания давления нагружение близко к «простому». При «простом» нагружении главные оси деформаций совпадают с главными осями напряжений и их направление не изменяется в процессе нагружения.

Для гильзы допущение о простом нагружении согласуется с опытами, так как осевые и радиальные разрывы гильз, проведенные при различных условиях и зазорах, совпадают по направлению. Нанесенные во время опыта в виде сеток риски показывают, что при стрельбе в различных условиях характер распределения деформаций не меняется.

В период спада давлений характер деформирования может значительно меняться, так как гильза сжимается упругими силами патронника и узла запирания, не зависящими друг от друга. Однако при сжатии гильза не разрушается, поэтому в дальнейшем мы будем рассматривать активную деформацию в процессе нарастания давления как определяющую прочность гильзы, при выстреле, и принимать нагружение в этом случае близко к простому. В основу расчета положим деформационную теорию пластичности (теорию упруго-пластических деформаций) без учета сжимаемости материала. В стенках гильзы возникают радиальные σ_r, осевые σ_z и окружные (тангенциальные) σ_t напряжения и соответствующие главные

деформации ε_r, ε_z и ε_t. Связь между напряжениями и деформациями согласно деформационной теории пластичности:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_t-\sigma_\tau&=\frac{2}{3}\psi(\varepsilon_t-\varepsilon_r);\\ \sigma_r-\sigma_z&=\frac{2}{3}\psi(\varepsilon_r-\varepsilon_z);\\ \sigma_z-\sigma_t&=\frac{2}{3}\psi(\varepsilon_z-\varepsilon_t),\end{aligned}\right\} \qquad (5.5)$$

где $\psi=\sigma_i/\varepsilon_i$ — модуль пластичности.

Интенсивность напряжений σ_i и интенсивность деформаций ε_i определяются разностями главных напряжений и деформаций соответственно

$$\sigma_i=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_t-\sigma_r)^2+(\sigma_r-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_t)^2}, \qquad (5.6)$$

$$\varepsilon_i=\frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\varepsilon_t-\varepsilon_r)^2+(\varepsilon_r-\varepsilon_z)^2+(\varepsilon_z-\varepsilon_t)^2}. \qquad (5.7)$$

Для несжимаемого материала выражение (5.7) можно упростить, используя уравнение несжимаемости

$$\varepsilon_t+\varepsilon_r+\varepsilon_z=0, \qquad (5.8)$$

тогда

$$\varepsilon_i=\frac{2}{\sqrt{3}}\sqrt{\varepsilon_t^2+\varepsilon_z^2+\varepsilon_t\varepsilon_z}. \qquad (5.9)$$

Диаграмму растяжения материала гильзы схематизируем в виде диаграммы без площадки текучести с линейным упрочнением (рис. 5.1, *б*). При несжимаемом материале диаграммы деформирования и растяжения совпадают, и модуль пластичности ψ может быть найден из геометрических соотношений

$$\psi=D+\frac{M\sigma_e}{\varepsilon_i}, \qquad (5.10)$$

где D — модуль упрочнения; $M=\dfrac{E-D}{E}$ — параметр упрочнения; E — модуль упругости материала гильзы; σ_e — линеаризованный предел упругости.

Окружная ε_t и радиальная ε_r деформации связаны с радиальным перемещением точки u и радиусом r известными соотношениями

$$\varepsilon_t=\frac{u}{r}; \quad \varepsilon_r=\frac{\partial u}{\partial r}. \qquad (5.11)$$

Осевую деформацию ε_z полагаем постоянной по поперечному сечению гильзы, т. е. считаем, что при деформации поперечные сечения трубы остаются плоскими. Таким образом, записав урав-

нение несжимаемости в виде $\partial u/\partial r+u/r+\varepsilon_z=0$ и решив его, получим

$$u=\frac{C_2}{r}-\frac{1}{2}\varepsilon_z r, \tag{5.12}$$

где C_2 — постоянная интегрирования, определяемая из условия смещения наружной поверхности гильзы в радиальном направлении $[u]_{r=r_2}=\Delta r+\delta R_1$; δR_1 — радиальное смещение внутренней поверхности патронника.

Из этого условия

$$C_2=r_2(\Delta r+\delta R_1)+\frac{1}{2}\varepsilon_z r_2^2. \tag{5.13}$$

Здесь r_1 и r_2 — радиусы внутренней и внешней поверхностей гильзы соответственно.

Уравнение (5.9), определяющее интенсивность деформаций для несжимаемого материала, с использованием уравнений (5.11) и (5.12) может быть приведено к виду

$$\varepsilon_i=\frac{2}{\sqrt{3}}\frac{C_2}{r^2}\sqrt{1+\gamma^2 r^4}, \tag{5.14}$$

где для удобства записи γ обозначен параметр, зависящий от осевой деформации $\gamma=\sqrt{3/2}\,\varepsilon_z/C_2$.

Рассмотрим уравнения равновесия. Для кольцевого элемента гильзы уравнение равновесия имеет вид $\frac{d\sigma_r}{dr}+\frac{\sigma_r-\sigma_t}{r}=0$, или, используя формулы для ψ и (5.14),

$$\frac{d\sigma_r}{dr}=\frac{4}{3}D\frac{C_2}{r^3}+\frac{2}{\sqrt{3}}\frac{M\sigma_e}{r\sqrt{1+\gamma^2 r^4}}.$$

Решение этого уравнения

$$\sigma_r=-\frac{2}{3}D\frac{C_2}{r^2}-\frac{M\sigma_e}{\sqrt{3}}\ln\frac{1+\sqrt{1+\gamma^2 r^4}}{\gamma r^2}+C_1, \tag{5.15}$$

где C_1 — постоянная, определяемая из граничного условия $[\sigma_r]_{r=r_1}=-p$.

Подставив найденное из этого условия значение постоянной C_1 в уравнение (5.15), получим формулу для определения радиального напряжения

$$\sigma_r=-p+\frac{2}{3}DC_2\left(\frac{1}{r_1^2}-\frac{1}{r^2}\right)+\frac{2}{\sqrt{3}}M\sigma_e\ln\frac{r}{r_1}-\frac{M\sigma_e}{\sqrt{3}}\ln\frac{1+\sqrt{1+\gamma^2 r^4}}{1+\sqrt{1+\gamma^2 r_1^4}}. \tag{5.16}$$

При соприкосновении стенок гильзы и патронника между ними возникает контактное давление $p_к$. Возможность прорыва пороховых газов в пространство между этими поверхностями здесь не учитываем.

Рассматривая патронник как упругодеформирующуюся толстостенную трубу, найдем радиальное перемещение его внутренней поверхности при следующих граничных условиях: $[\sigma_r]_{r=R_1} = -p_к$ и $[\sigma_r]_{r=R_2} = 0$.

При таких условиях перемещение δR_1 определяется формулой

$$\delta R_1 = p_к / K_п, \tag{5.17}$$

где $K_п = \frac{E_{ст}}{R_1} \frac{a^2 - 1}{(1+\mu)a^2 + 1 - \mu}$ — коэффициент жесткости патронника; $E_{ст}$ — модуль упругости ствола; μ — коэффициент Пуассона: $a = R_2/R_1$ — отношение радиуса внешней поверхности патронника к радиусу внутренней поверхности.

Контактное давление $p_к$ между стенками гильзы и патронника определяется из граничного условия для наружной поверхности гильзы $[\sigma_r]_{r=r_2} = -p_к$, откуда по уравнению (5.16)

$$p_к = \bar{p}_к - \frac{D\bar{r}}{3K_p} \varepsilon_z - \frac{M\sigma_e}{\sqrt{3}K_p} \ln \frac{1 + \sqrt{1 + \gamma^2 r_2^4}}{1 + \sqrt{1 + \gamma^2 r_1^4}}, \tag{5.18}$$

где $\bar{p}_к$ — контактное давление при отсутствии осевой деформации; $r = r_2^2/r_1^2 - 1$ — безразмерный параметр; $K_p = 1 + 2D\bar{r}/3r_2K_п$ — коэффициент.

Контактное давление $\bar{p}_к$ определяется выражением

$$\bar{p}_к = \frac{1}{K_p}\left(p - \frac{2}{\sqrt{3}} M\sigma_e \ln \frac{r_2}{r_1} - \frac{2}{3} \frac{D\bar{r}}{r_2} \Delta r\right), \tag{5.19}$$

т. е. зависит от свойств материала гильзы, толщины ее стенок, жесткости патронника и начального радиального зазора.

Уравнение (5.19) позволяет определить и давление p_e, при котором внешняя поверхность гильзы выбирает начальный радиальный зазор Δr, так как до соприкосновения стенок гильзы и патронника $\bar{p}_к = 0$, откуда

$$p_e = \frac{2}{\sqrt{3}} M\sigma_e \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{2}{3} \frac{D\bar{r}}{r_2} \Delta r. \tag{5.20}$$

Осевую деформацию ε_z определяем из условия равновесия гильзы в осевом направлении

$$2\pi \int_{r_1}^{r_2} \sigma_z r dr = N. \tag{5.21}$$

Осевое напряжение σ_z находим при помощи полученного выражения для определения радиального напряжения σ_r и уравнений связи между напряжениями и деформациями:

$$\sigma_z = -p + \frac{2}{3} D \frac{C_2}{r_1^2} + \frac{2}{\sqrt{3}} M\sigma_e \ln \frac{r}{r_1} + D\varepsilon_z + \frac{M\sigma_e}{\sqrt{3}} \times$$

$$\times \left(\frac{1}{\sqrt{1+\gamma^2 r^4}} + \ln \frac{1+\sqrt{1+\gamma^2 r_1^4}}{1+\sqrt{1+\gamma^2 r^4}} \right) + M\sigma_e \frac{\gamma r^2}{\sqrt{1+\gamma^2 r^4}}.$$

Подставив полученное выражение осевого напряжения σ_z в условие (5.21), получим уравнение, позволяющее определить при совместном решении его с уравнением (5.19) величину осевой деформации ε_z при заданной осевой силе N:

$$D\bar{r}\varepsilon_z + \frac{M\sigma_e}{r_1^2} \frac{\sqrt{1+\gamma^2 r_2^4} - \sqrt{1+\gamma^2 r_1^4}}{\gamma} + p - \bar{p}_к(1+\bar{r}) = \frac{N}{\pi r_1^2}. \quad (5.22)$$

Полученные выше уравнения для $p_к$ и (5.22) с использованием зависимостей (5.13), (5.14) и уравнения связи между интенсивностью напряжений σ_i и интенсивностью деформаций ε_i, применяемые в теории упругопластических деформаций

$$\sigma_i = \psi \varepsilon_i, \quad (5.23)$$

позволяют получить картину распределения напряжений и деформаций и судить о прочности наиболее напряженных участков гильзы при нагружении, приближающемся к простому. Наибольшее значение интенсивности напряжений σ_i будет соответствовать моменту достижения максимальной величины внутреннего давления p_{max}. При нормальной работе гильзы должно соблюдаться необходимое условие прочности $\sigma_{i\,max} \leqslant \sigma_в$.

Осевая деформация ε_z определяется совместным решением уравнений (5.18) и (5.22) методами последовательных приближений. Для определения контактного давления $p_к$ применяется метод итераций, для осевой деформации — метод Ньютона, в котором значение функции в процессе решения определяется по формуле

$$f(\varepsilon_z) = p - p_к(1+\bar{r}) - \frac{N}{\pi r_1^2} + D\bar{r}\varepsilon_z + \frac{M\sigma_e}{r_1^2} \frac{\beta - \alpha}{\gamma}, \quad (5.24)$$

где $$\alpha = \sqrt{1+\gamma^2 r_1^4}; \quad \beta = \sqrt{1+\gamma^2 r_2^4},$$

а значение производной — по формуле

$$\frac{\partial f(\varepsilon_z)}{\partial \varepsilon_z} = D\bar{r} + \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{M\sigma_e}{r_1^2} \frac{\bar{C}_2}{C_2^2} \left(\frac{r_2^4}{\beta} - \frac{r_1^4}{\alpha} - \frac{\beta - \alpha}{\gamma^2} \right), \quad (5.25)$$

где $\bar{C}_2 = r_2(\Delta r + \delta R_1)$.

Для возможных нулевых значений осевой деформации:

$$\left.\begin{aligned} &p_к = \bar{p}_к; \\ &f(\varepsilon_z) = p - \bar{p}_к(1+\bar{r}) - \frac{N}{\pi r_1^2}; \\ &\frac{\partial f(\varepsilon_z)}{\partial \varepsilon_z} = D\bar{r} + \frac{\sqrt{3}}{4\bar{C}_2}\frac{M\sigma_e}{r_1^2}(r_2^4 - r_1^4). \end{aligned}\right\} \qquad (5.26)$$

Число разбиений при определении интеграла $I = \int_0^m \varepsilon_z dz$ выбираем так, чтобы ошибка при его вычислении не превышала допус-

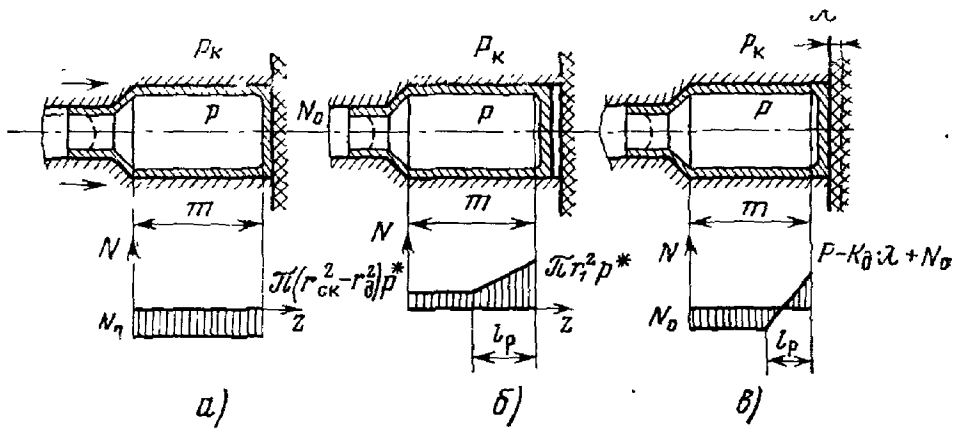

Рис. 5.2. Схемы распределения осевой силы N по длине корпуса гильзы

тимой величины ξ. Для этого, задаваясь несколькими числами разбиений, сравниваем полученные при этом значения интеграла I, пока

$$|I(n_1) - I(n_2)| \leqslant \xi,$$

где n_1 и n_2 — количество участков.

Перейдем к рассмотрению вопроса о характере изменения силы N в процессе выстрела, так как вопрос о соответствующем изменении контактного давления был рассмотрен выше, и можно сказать, что контактное давление увеличивается приблизительно пропорционально росту внутреннего давления, что является условием нагружения, приближающегося к простому. Разберем некоторые возможные варианты работы гильзы.

1. Узел запирания абсолютно жесткий, осевых зазоров нет (рис. 5.2,*а*), что соответствует условию равенства нулю суммарного осевого удлинения. Корпус гильзы рассматриваем как трубу, заделанную по торцам, при нагружении которой внутренним давлением возникает реакция заделки N_0, определяемая из условия

$$\int_0^m \varepsilon_z dz = 0. \qquad (5.27)$$

Очевидно, что для трубы постоянного сечения это условие приводится к условию равенства нулю осевой деформации в каждом поперечном сечении $\varepsilon_z=0$, тогда по уравнению (5.22)

$$N_0=\pi r_1^2\left(p-\frac{r_2^2}{r_1^2}\bar{p}_к\right).$$

2. Узел запирания абсолютно жесткий ($\lambda=0$), при выстреле гильза выбирает осевой зазор Δ (рис. 5.2,*б*). Это условие запишем как

$$\Delta=\int_0^m \varepsilon_z d_z. \qquad (5.28)$$

До выбора зазора Δ на скат гильзы действует сила

$$P_{ск}=\pi(r_{ск}^2-r_д^2)p,$$

где $r_{ск}$ — радиус внутренней поверхности у ската; $r_д$ — радиус внутренней поверхности дульца. На дно гильзы действует сила

$$P=\pi r_{1\max}^2 p,$$

где $r_{1\max}$ — максимальный радиус внутренней поверхности корпуса гильзы.

На участке $l_р$, в пределах которого $P>P_{ск}$, действует растягивающая сила

$$N=P-F_{тр}.$$

Сила трения $F_{тр}$ пропорциональна контактному давлению $p_к$:

$$F_{тр}=\int_0^x 2\pi r_2 f p_к dx.$$

Для упрощения расчета допустим, что сила трения меняется по линейному закону

$$F_{тр}=2\pi r_{2ср} f p_{к.ср} x, \qquad (5.29)$$

где $r_{2\,ср}$ — средний радиус внешней поверхности на участке $l_р$; $p_{к.ср}$ — среднее для рассматриваемой части поверхности контактное давление, соответствующее внутреннему давлению p.

Тогда, очевидно,

$$l_р=\frac{P-P_{ск}}{2\pi r_{2ср} f p_{к.ср}}. \qquad (5.30)$$

При некотором давлении обозначим его p^*, гильза выбирает зазор Δ. Для определения этого давления используем условие (5.2,*в*). При дальнейшем нагружении гильзы до максимального давления p_{max} будем считать, что перераспределения осевых деформаций по длине гильзы не происходит и последующий расчет напряженно-деформированного состояния гильзы будем вести при

заданной осевой деформации, полученной при нагружении гильзы давлением p^*.

3. Рассмотрим работу гильзы при отсутствии осевых зазоров и упругодеформируемом узле запирания с заданным коэффициентом динамической жесткости $K_д$.

Будем считать, что со стороны ската, как и в первом из рассматриваемых вариантов, действует сила N_0, а у дна — сила $N_д = P - K_д\lambda$, которая уменьшается за счет силы трения. Суммируя, получим следующее распределение силы (4.15,*в*). Здесь

$$l_р = \frac{P - K_д\lambda}{2\pi r_{2ср} f p_{к.ср}}, \tag{5.31}$$

$$N = P - K_д\lambda + N_0 - 2\pi r_{2ср} f p_{к.ср}(m - z)$$

при $m - l_р < z < m$ и $N = N_0$ при $0 < z < m$.

Величина упругой осадки узла запирания λ определяется из уравнения

$$\lambda = \int_0^m \varepsilon_z dz$$

при максимальном давлении в канале ствола p_{max}.

4. Этот вариант представляет собой совокупность второго и третьего вариантов: задан осевой зазор Δ и коэффициент динамической жесткости узла запирания $K_д$.

После определения давления p^* и соответствующего ему распределения осевых деформаций, как во втором варианте, определяем N_0, λ и распределение осевых деформаций по третьему варианту. Затем допускаем, что при давлении p_{max} перераспределения осевых деформаций, возникших при давлении p^*, не происходит и при дальнейшем нагружении деформации в каждом сечении изменяются на величину деформации, возникшей при нагружении гильзы давлением p_{max} с учетом деформирования узла запирания, т. е.

$$\Delta + \lambda = \int_0^m \varepsilon_z^* dr + \int_0^m \varepsilon_{z\,max} dz,$$

где ε_z^* — осевые деформации при давлении p^*; $\varepsilon_{z\,max}$ — осевые деформации при давлении p_{max} и упругом узле запирания.

Тогда определяем остальные составляющие напряженно-деформированного состояния гильзы через известные осевые деформации ε_z в каждом сечении

$$\varepsilon_z = \varepsilon_z^* + \varepsilon_{z\,max}.$$

При наличии зазоров в цепи деталей узла запирания необходимо учитывать силу сопротивления R деталей узла запирания.

Блок-схема определения ε_z и $p_н$ по известной осевой силе N приведена на рис. 5.3, на рис. 5.4 приведена блок-схема определения силы N_0, аналогично можно определить p^* и λ.

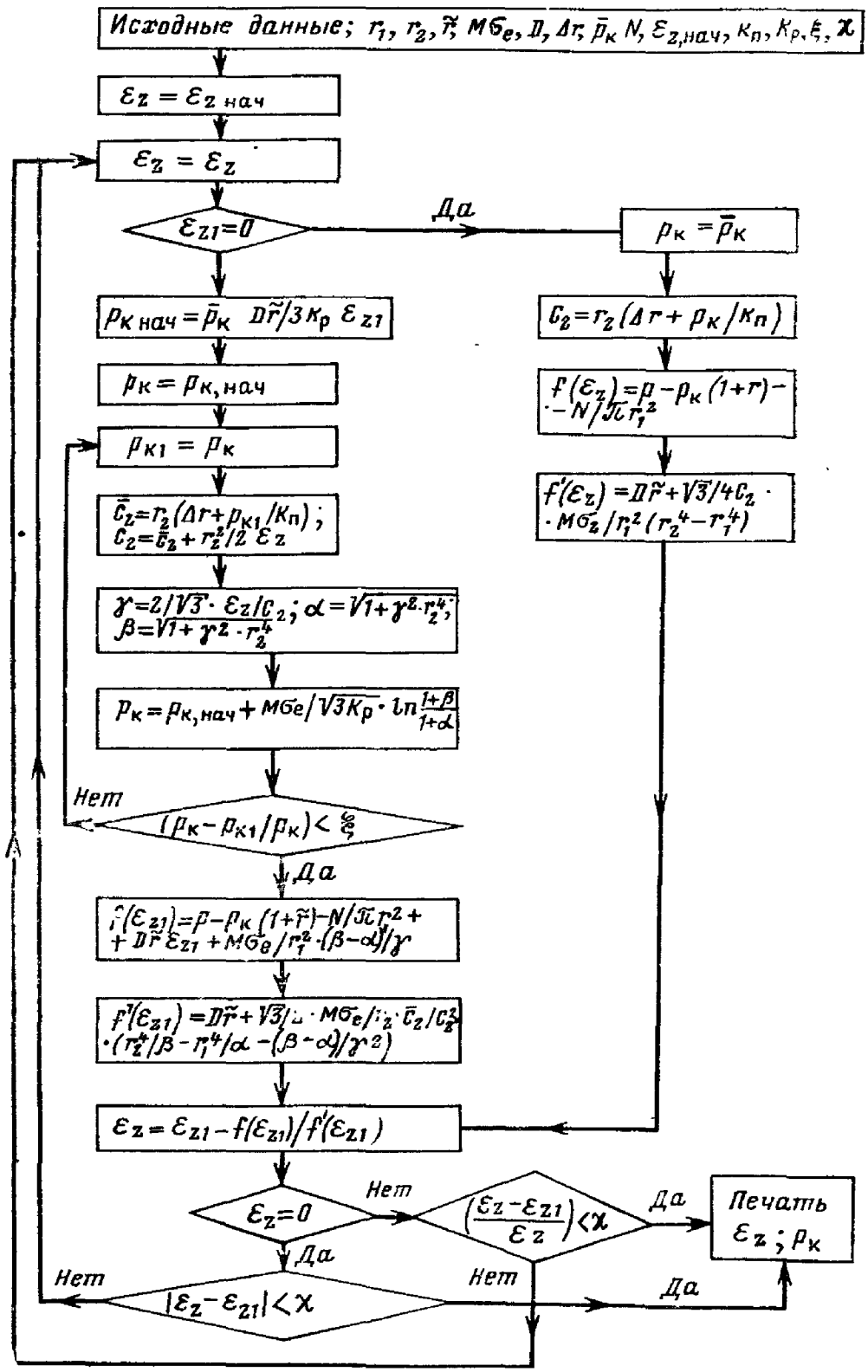

Рис. 5.3. Блок-схема для определения осевой деформации ε_z и контактного давления $p_к$

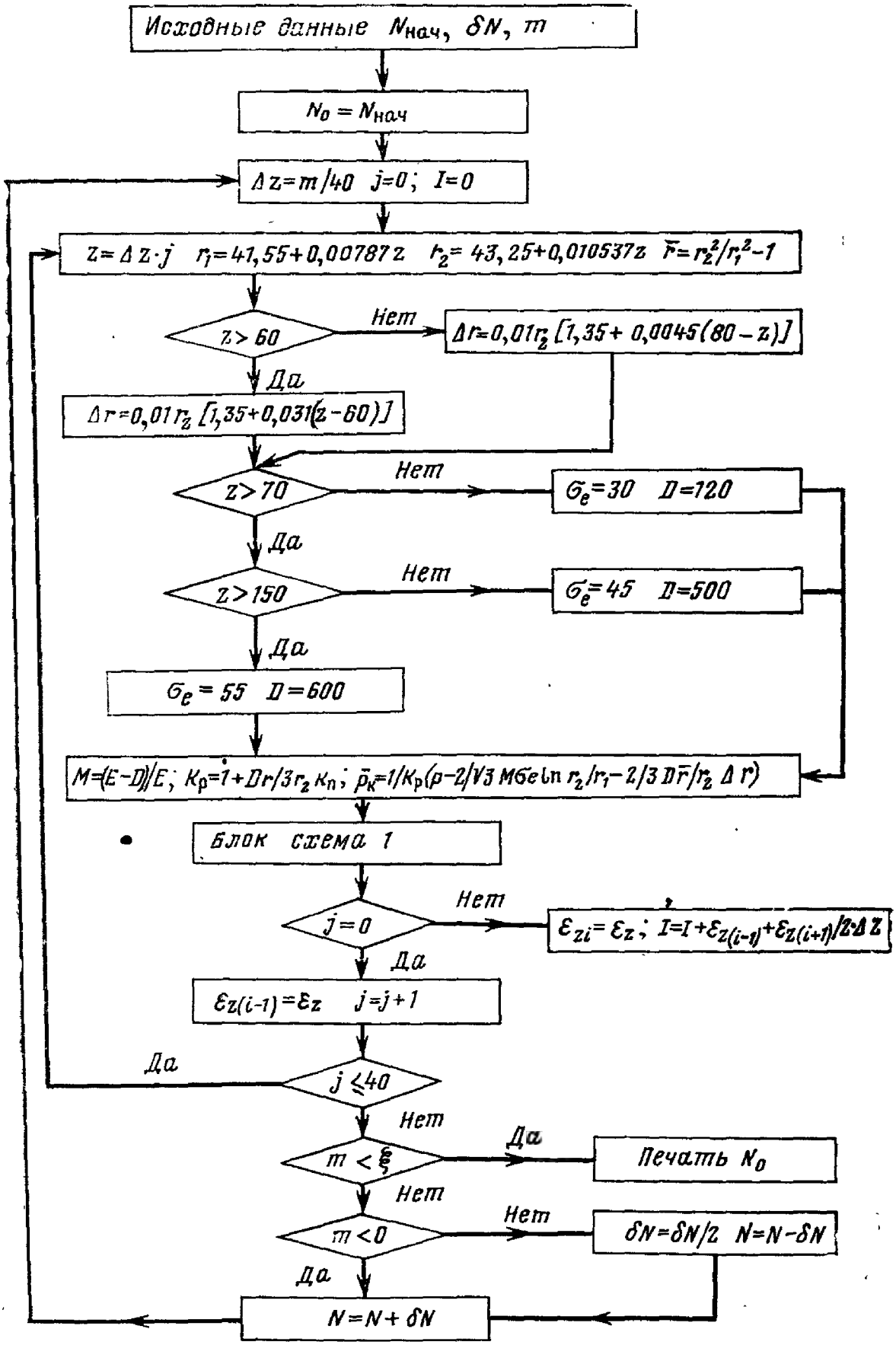

Рис. 5.4. Блок-схема для определения реакции заделки N_0

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛА ЗАПИРАНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ПРОЧНОСТЬ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ

Прочность гильзы при выстреле определяется ее напряженно-деформированным состоянием и, следовательно, характеристиками узла запирания. При заданных размерах гильзы, патронника и состояния их поверхности в первую очередь к таким характеристикам необходимо отнести зеркальный зазор и величину осадки узла запирания при выстреле.

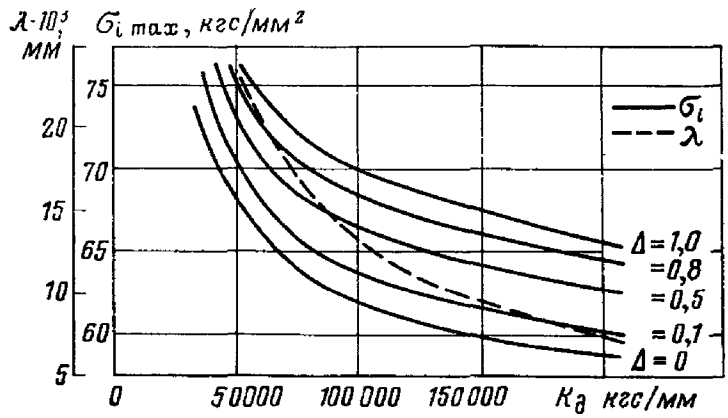

Рис. 5.5. Кривые зависимости величины максимальной интенсивности напряжений в гильзе от $K_д$ при различных осевых зазорах и величины осадки узла запирания λ от $K_д$

На примере расчета условной гильзы, приведенном в предыдущем разделе, можно наглядно представить влияние этих параметров. На рис. 5.5 показана зависимость максимальной интенсивности напряжений от величины осевого зазора Δ и коэффициента динамической жесткости узла запирания при заданном осевом зазоре. Для примерной оценки влияния этих величин на прочность гильзы воспользуемся упрощенным подходом к рассматриваемой задаче.

Будем считать, что максимальная растягивающая сила в сечении $z=m$ будет

$$N_m = P - K_д\lambda, \text{ т. е.}$$

равна произведению среднего осевого напряжения в этом сечении на площадь поперечного сечения

$$P - K_д\lambda = \sigma_{z0}F_0, \tag{5.32}$$

где произведение $\sigma_{z0}F_0$ определяется из условия

$$\sigma_{z0}F_0 = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} [\sigma_z]_{z=m}\, r dr.$$

Примем линейный закон распределения осевой силы на участке $l_р$ от максимальной величины N_m до нуля. Отсюда

$$l_р = \frac{\sigma_{z0}F_0}{2\pi r_{2ср} f p_{к.ср}}. \tag{5.33}$$

Допустим, что осевая деформация ε_z на участке $l_р$ изменяется пропорционально растягивающей силе N и обратно пропорционально площади поперечного сечения гильзы F_z

$$\varepsilon_z = K_\varepsilon \frac{z}{F_z}, \tag{5.34}$$

а на остальной части корпуса гильзы $\varepsilon_z = 0$.

Если длина растягиваемого участка $l_р < m$, то относительная продольная деформация определяется формулой

$$\varepsilon_z = K_\varepsilon (z - a)/F_z, \tag{5.35}$$

где $a = m - l_р$.

Коэффициент пропорциональности K_ε, входящий в формулы для ε_z, определяется из условия осевого растяжения, т. е. из условия равенства перемещения дна гильзы суммарной величине оставшегося зазора и осадки узла запирания: $\Delta l = \Delta + \lambda$.

Таким образом, K_ε определяют из интегрального уравнения

$$\Delta l = \int_a^m \varepsilon_z dz. \tag{5.36}$$

Рассмотрим случай, когда на длине гильзы, равной m, площадь поперечного сечения изменяется по одному закону. С достаточной степенью точности его можно аппроксимировать формулой

$$F_z = F_1 + Bz^n, \tag{5.37}$$

где F_1 — площадь поперечного сечения в начале участка; F_0 — площадь сечения у дна гильзы; $B = F_0 - F_1/m^n$; z — продольная координата, отсчитываемая от начала участка m, n — показатель степени, при котором аппроксимирующая зависимость (5.37) наиболее близко совпадает с действительной.

С учетом (5.37) и (5.35) получим

$$K_\varepsilon = \frac{\Delta l}{I}, \tag{5.38}$$

где

$$I = \int_a^m \frac{(z - a)\, dz}{F_1 + Bz^n}.$$

Значения I могут быть легко найдены численно при любых значениях n на ЭВМ с использованием стандартной программы. Величину I можно определить и аналитически.

При достаточно больших значениях n

$$m^2 I_n = \int_a^m \frac{(z - a)\, dz}{F_1 + Bz^n} = \frac{\xi^2}{F_1} \int_{a/\xi}^{m/\xi} \frac{t\, dt}{1 + t^n} - \frac{a\xi}{F_1} \int_{a/\xi}^{m/\xi} \frac{dt}{1 + t^n}, \tag{5.39}$$

где $\xi = \sqrt{F_1/B}$.

Интегралы $\int \frac{t\,dt}{1+t^n}$ и $\int \frac{dt}{1+t^n}$ для любых четных и нечетных значений n достаточно просто находятся при помощи рядов и имеются в таблицах интегралов.

Практическое значение имеют коэффициенты K_ε для случаев $n=0$ и $n=1$. Для гильзы или участка гильзы постоянного сечения ($n=0$) значения I_0 определяются формулой $I_0=\int_a^m (z-a)\,dz/F=l_p^2/2F$.

Отсюда

$$K_\varepsilon=\frac{2\Delta l}{l_p^2}F \quad \text{и} \quad \varepsilon_z=\frac{2\Delta l}{l_p^2}(z-a), \tag{5.40}$$

т. е. относительные продольные деформации линейно возрастают к дну гильзы и максимальная деформация у дна

$$\varepsilon_{z\,max}=2\Delta l/l_p.$$

Для одноконусной гильзы ($n=1$) будем иметь

$$I_1=\frac{1}{B}\left[l_p-\frac{F_a}{B}\ln\frac{F_0}{F_a}\right], \tag{5.41}$$

где F_a — площадь поперечного сечения гильзы в сечении $z=a$. Отсюда

$$K_\varepsilon=\frac{\Delta l}{\frac{1}{B}\left(l_p-\frac{F_a}{B}\ln\frac{F_0}{F_a}\right)};\quad \varepsilon_z=\frac{\Delta l}{\frac{1}{B}\left(l_p-\frac{F_a}{B}\ln\frac{F_0}{F_a}\right)}\frac{z-a}{F_1+Bz}.$$

Иногда бывает целесообразно разбить гильзу на несколько участков с различным образом меняющимся сечением. Имеются, например, двухконусные гильзы, одноконусная гильза с площадью сечения у дна, изменяющейся по показательному закону. Выражение для продольной деформации в этом случае также просто вывести, исходя из изложенных ранее допущений о характере изменения ε_z и учитывая условия сопряжения по границам участков, а именно, равенство перемещений граничных сечений и площадей этих поперечных сечений.

Рассмотрим, например, гильзу, которую можно разбить на два участка. Пусть площадь поперечного сечения первого участка m_1 изменяется по закону

$$F_1(z)=F_1+B_1z^n,$$

где F_1 — площадь поперечного сечения в начале первого участка; $B_1=\frac{F_2-F_1}{m_1^n}$,

F_2 — площадь поперечного сечения в конце первого и в начале второго участка.

Соответственно для второго участка будем иметь

$$F_2(z)=F_2+B_2(z-m_1)^k,$$

где $B_2=F_2-F_3/(m-m_1)^k$, где F_3 — площадь поперечного сечения у дна гильзы.

Относительная продольная деформация в этом случае равна

$$\varepsilon_z = K_\varepsilon \frac{z-a}{F_z}.$$

В качестве F_z для каждого участка принимается свой закон изменения площади поперечного сечения.

Перемещение дна гильзы можно определить по зависимости

$$\Delta l = K_\varepsilon \left[\int_a^m \frac{(z-a)\,dz}{F_1 + B_1 z^n} + \int_{m_1}^m \frac{(z-a)\,dz}{F_2 + B_2 (z-m_1)^k} \right]. \qquad (5.42)$$

Определив из (5.41) значение K_ε и подставив его в (5.35), получим выражение для ε_z. Аналогично можно поступить, если для определения ε_z необходимо разбить гильзу на большее число участков.

В большинстве расчетов с достаточной для инженерной практики точностью в формулах для напряжений можно принять $r_1 = r_2 = r$, и формулы для напряжений в элементах гильзы при этом примут вид

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -p; \\ \sigma_t &= -p + \frac{4}{3}\psi \frac{\Delta r + \delta R_1}{r} + \frac{2}{3}\psi\varepsilon_z; \\ \sigma_z &= -p + \frac{2}{3}\psi \frac{\Delta r + \delta R_1}{r} + \frac{4}{3}\psi\varepsilon_z. \end{aligned}\right\} \qquad (5.43)$$

На рис. 5.6 для примера приведены кривые $\varepsilon_z = \varepsilon_z(z)$, $\sigma_z = \sigma_z(z)$ и $\psi = \psi(z)$ для стальной и латунной гильзы. Для стальной гильзы произвольно принято $\sigma_e = 45$ кгс/мм^2; $\sigma_в = 60$ кгс/мм^2; $E = 2 \cdot 10^4$ кгс/мм^2; $D = 300$ кгс/мм^2. Для латунной гильзы $\sigma_e = 30$ кгс/мм^2; $\sigma_в = 40$ кгс/мм^2; $E = 1{,}1 \cdot 10^4$ кгс/мм^2 и $D = 120$ кгс/мм^2. Характеристики определены для $K_п = 542$ кгс/мм и $\Delta r = 0{,}2$. Для стальной гильзы в месте максимальных напряжений при $\Delta l = 0{,}49$ мм получена интенсивность $\sigma_i \cong 60$ кгс/мм$^2 = \sigma_в$. При этом $\sigma_{z\,max} = 32$ кгс/мм^2.

На этом же рисунке сплошной линией показан характер изменения модуля пластичности ψ_c для этого случая. Для латунной гильзы при $\Delta l = 0{,}86$ получена максимальная интенсивность напряжений $\sigma_i \cong 40$ кгс/мм$^2 = \sigma_в$, максимальные осевые напряжения $\sigma_{z\,max} = 15$ кгс/мм^2. Пунктиром показаны значения $\psi_л$.

На основании полученных зависимостей можно предложить простую методику определения напряженно-деформированного состояния растянутого участка гильзы при следующих допущениях: механические свойства материала гильзы, коэффициент трения f и начальный радиальный зазор Δr принимаются постоянными по длине гильзы: площадь поперечного сечения гильзы определяется зависимостью $F_z = F_1 + B_z^n$, контактное давление $p_к$ считается постоянным по длине гильзы и определяется в среднем сечении гильзы по уравнению (5.19); считая, что изменение компонентов напряжений и деформаций по радиусу мало, принимается для их определения $r_1 = r_2 = r$.

Определив $p_к$, вычислим радиальное перемещение стенки патронника и тангенциальную деформацию ε_t, которая при принятых допущениях одинакова для любого сечения гильзы:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta r + \delta R_1}{r}.$$

Длина растягиваемого участка определяется по формуле (5.33), в которой величина сопротивления дна гильзы $\sigma_{z0}F_0$ является неиз-

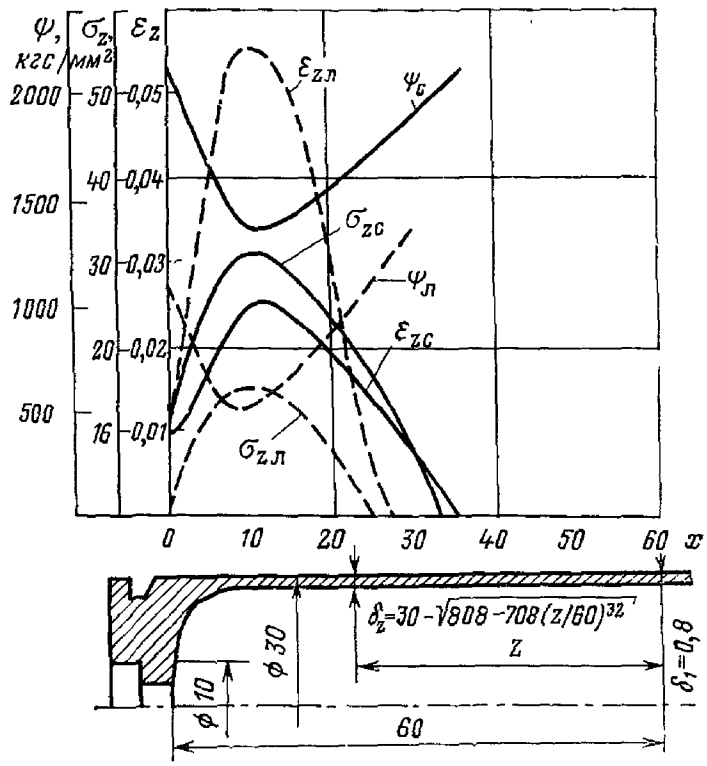

Рис. 5.6. Распределение ε_z, σ_z и ψ по длине гильзы при характеристиках материала, постоянных по длине гильзы:

—— сталь; — — — латунь

вестной, так как неизвестна упругая осадка узла запирания λ. Для определения $\sigma_{z0}F_0$ воспользуемся методом итераций, приняв в качестве начального значения при $r_1 = r_2 = r$,

$$\sigma_{z0} = \sigma_{zв} = -p + \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_в \sqrt{1 - \left(\frac{D\varepsilon_t}{\sigma_в - M\sigma_e}\right)^2}, \qquad (5.44)$$

где F_0 — площадь поперечного сечения при $z = m$; $\sigma_{z\,в}$ — осевое напряжение в рассматриваемом сечении при интенсивности напряжений в этом сечении $\sigma_i = \sigma_в$.

Для принятого значения $\sigma_{z0}F_0$ определяем $l_р$, I и K_ε, а затем значение осевой деформации в сечении $z = m$:

$$\varepsilon_{z0} = K_\varepsilon l_р / F_0.$$

Теперь, определив интенсивность деформаций ε_i по формуле (5.14) и модуль пластичности ψ по формуле (5.10), найдем новое значение осевого напряжения в этом сечении:

$$\sigma_{z01} = -p + \frac{2}{3}\psi(\varepsilon_t + 2\varepsilon_{z0}). \qquad (5.45)$$

Алгоритм расчета при заданной величине Δl показан на блок-схеме (рис. 5.7).

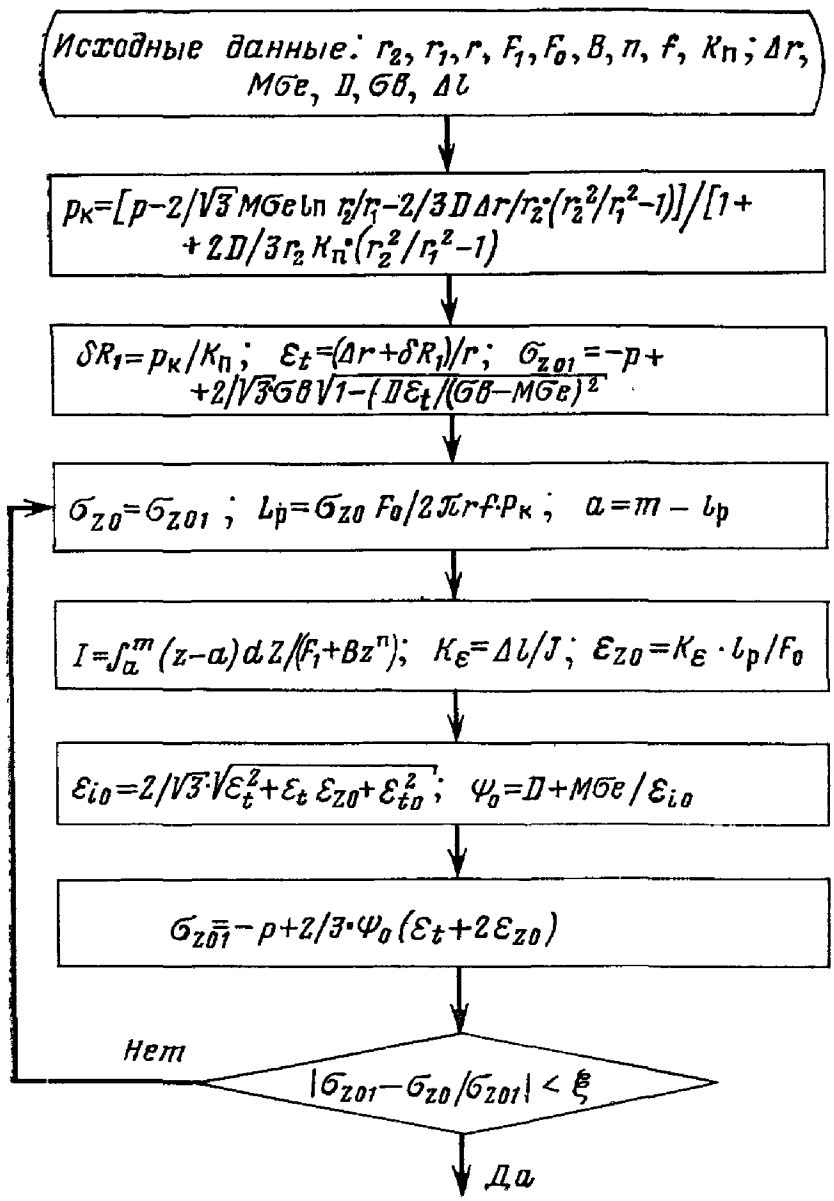

Рис. 5.7. Блок-схема определения осевого напряжения σ_{z0} у дна гильзы

Зная величину растягиваемого участка l_p, найдем напряжения σ_r, σ_t, σ_z, деформация ε_r, ε_t, ε_z, интенсивности деформаций ε_i и напряжений σ_i в ряде поперечных сечений гильзы.

Упругоинерционная деформация узла запирания при выстреле определяется зависимостью (5.32). Так как $K_д = K/\partial$, где K — коэффициент жесткости узла запирания при статическом нагружении, а ∂ — коэффициент динамичности, то из (5.32)

$$\lambda K/\partial = p\pi d_1^2/4 - \sigma_{z0}\pi d\delta_0,$$

где $\delta_0 = (r_2 - r_1)|_{z=m}$.

Коэффициент динамичности $\partial = \lambda_д/\lambda$, где $\lambda_д$ — величина динамической осадки зеркала затвора; $\lambda = P_m/K$ — величина статичес-

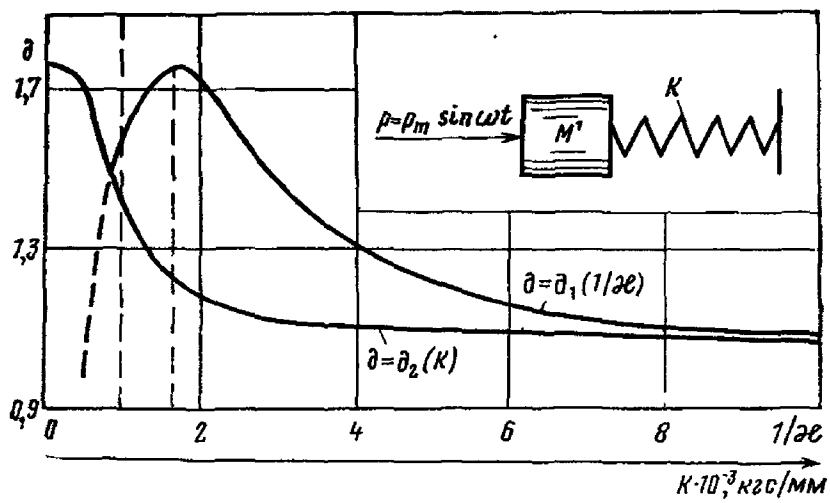

Рис. 5.8. Кривые зависимости коэффициента динамичности ∂ от отношения частот p/ω и жесткости узла запирания K

кой осадки; P_m — максимальная сила, действующая на затвор, можно определить из уравнения деформации зеркала затвора

$$M'\ddot{\lambda} = p(t)S_д - R_г - K\lambda, \qquad (5.46)$$

где M' — масса узла запирания, приведенная к зеркалу затвора. С вполне достаточной для практики точностью измерения давления $p(t)$ можно выразить аппроксимирующей зависимостью $p(t) = p_m \sin \omega t$, где $\omega = \pi/2t_m$ — частота возмущающей силы. Обозначив $p^2 = K/M$ — квадрат круговой частоты собственных колебаний узла запирания, приведем уравнение (5.46) к виду

$$\lambda_д = \frac{P_m}{M'p}\int_0^t \sin \pi \frac{v}{2t_m} \sin p(t-\tau)d\tau. \qquad (5.47)$$

Решение и исследование этой зависимости при практически используемом соотношении $\varkappa = \omega/p < 1$ дает

$$\partial = \frac{1}{1-\varkappa^2}(\sin \varkappa pt - \varkappa \sin pt). \qquad (5.48)$$

Значения коэффициента динамичности $\partial = \partial_1\ (1/\varkappa)$, подсчитанные по формуле (5.48), приведены на рис. 5.8. На этом же рисун-

ке даны значения коэффициента динамичности в зависимости от коэффициента жесткости K для узла запирания с равномерно распределенной массой. Анализ графиков $\partial=\partial_1(1/\varkappa)$ и $\partial=\partial_2(K)$ приводит к выводу, что коэффициент динамичности следует учитывать при $p/\omega=1\ldots9$, т. е. для узла запирания с равномерно распределенной массой при $K<(60\ldots70)\cdot10^3$ кгс/мм.

Так как суммарная осевая деформация гильзы $\Delta l=\Delta+\lambda$, то

$$K=\partial\frac{p\frac{\pi d_1^2}{4}-\sigma_{z0}\pi d\delta_0}{\Delta l-\Delta}, \tag{5.49}$$

$$\Delta=\Delta l-\partial\frac{p\frac{\pi d_1^2}{4}-\sigma_{z0}\pi d\delta_0}{K}. \tag{5.50}$$

Зависимости (5.49) и (5.50) позволяют определить величину коэффициента жесткости узла запирания K или оставшегося зазора Δ при предельно допустимой величине удлинения гильзы. Допустимая величина Δl определяется по приведенной выше методике и соответствует условию $\sigma_{i\,\max}\leqslant\sigma_в$.

Для получения более простых аналитических зависимостей введем в рассмотрение условную гильзу с постоянной толщиной стенки $\delta=\delta_m$, где δ_m — толщина стенки исследуемой гильзы на месте максимальных напряжений σ_m. Характер распределения напряжений σ_z' и относительных деформаций ε_z' для этой гильзы линейный. При $\delta=\text{const}$ и $n=0$

$$\varepsilon'_{z\max}=\frac{2\Delta l}{l_p}=\frac{2\Delta l}{l'+l^0}, \tag{5.51}$$

где l' — длина участка, на котором $\sigma_z>0$, а $l^0=l_p-l'$.

Условие равновесия донного сечения гильзы в осевом направлении можно записать в виде $\sigma_m'\pi d\delta_m=fp_к\pi dl'$.

Из последнего выражения следует $l'=\sigma_m\delta_m/fp_к$.

Подставляя выражение для l' в формулу (5.51), получим

$$\varepsilon'_{zm}=\frac{2\Delta l f p_к}{\sigma'_m\delta_m+l^0 f p_к}.$$

Напряжения для условной гильзы будут определяться зависимостью на основе (5.43)

$$\sigma'_m=-p+\frac{4}{3}\psi\varepsilon'_{zm}+\frac{2}{3}\psi\frac{\Delta r+\delta R_1}{r}. \tag{5.52}$$

Подставляя значение ε'_{zm} и решая относительно Δl, получим для условной гильзы

$$\Delta l=\frac{[3r(\sigma'_m+p)-2\psi(\Delta r+\delta R_1)](\sigma'_m\delta_m+l^0 f p_к)}{8r\psi f p_к}. \tag{5.53}$$

Значение l^0 в формуле можно найти из соотношений

$$l^0 = \frac{l_p}{\varepsilon'_{zm}} \varepsilon_z^0.$$

Значение ε_z^0 можно найти из выражения для σ_z при $\sigma_z = 0$:

$$\varepsilon_z^0 = \frac{3p}{4\psi} - \frac{\Delta r + \delta R_1}{r}.$$

Необходимо отметить, что величина $l^0 \ll l'$, и в ряде случаев для практических расчетов можно принять $l^0 = 0$, $l_p = l'$.

Подставляя выражение (5.53) для осевого удлинения гильзы в формулу (5.49), получим выражение, связывающее коэффициент динамической жесткости $K_д$ с максимальным напряжением в условной гильзе σ_m', разрешение которого относительно σ_m':

$$(\sigma'_m)^2 + 2\Phi_1(K_д)\sigma'_m - \Phi_2(K_д, \Delta) = 0,$$

где $$\Phi_1(K_д) = \frac{4}{3}\partial \frac{\psi f p_к \pi d}{K} + \frac{3rp\delta_m - 2\psi(\Delta r + \delta R_1)\delta_m + 3rl^0 f p_к}{\sigma_r \delta_m};$$

$$\Phi_2(K_д, \Delta) = \frac{2}{3}\partial \frac{\psi f p_к \pi d^2 p}{\delta_m K} + \frac{8\psi r f p_к \Delta + 2\psi(\Delta r + \delta R_1) l^0 f p_к - 3rpl^0 f p_к}{3r\delta_m}.$$

Тогда

$$\sigma'_m = -\Phi_1(K_д) + \sqrt{\Phi_1^2(K_д) + \Phi_2(K_д, \Delta)}. \qquad (5.54)$$

Значения σ_m' при заданном значении σ_m могут быть подсчитаны по зависимости $\sigma'_m = \sigma_m \frac{l_р}{z_m - a - l^0}$.

Определив $\sigma_{m\,в}$ при $\sigma_i = \sigma_в$, можно вычислить

$$\sigma'_{пр} = \sigma_{mв} l_р / (z_m - a - l^0).$$

На основе (5.50) и (5.53) можно получить зависимость

$$\Delta_{пр} = \frac{[3r(\sigma'_{пр} + p) - 2\psi(\Delta r + \delta R_1)](\sigma'_{пр}\delta_m + l^0 f p_к)}{8\psi f p_к r} - \partial \frac{\pi d_1^2 p - 4\sigma'_{пр}\pi d\,\delta_m}{4K}, \qquad (5.55)$$

которая позволяет определить предельную величину зазора $\Delta_{пр}$ при заданной жесткости узла запирания.

На рис. 5.9 приведены результаты сравнительного расчета для стальной и латунной гильзы характеристик Δ и $K_д$. Расчеты проведены при гипотетических данных $f = 0{,}1$; $p = 30$ кгс/см^2 и $\Delta r = 0{,}2$ мм.

На рис. 5.10 даны зависимости $\sigma_m' = \sigma_m'(K)$, полученные по формуле (5.54) при различных величинах оставшихся зазоров Δ для стальной и латунной гильз. Там же горизонтальными линиями показаны значения $\sigma'_{пр}$ для стальной и латунной гильз, ограничи-

вающие зоны для выбора параметров K или Δ при соответствующем σ_m'. Выше линий $\sigma'_{пр}$ на рис. 5.10 лежат области возможных обрывов гильзы.

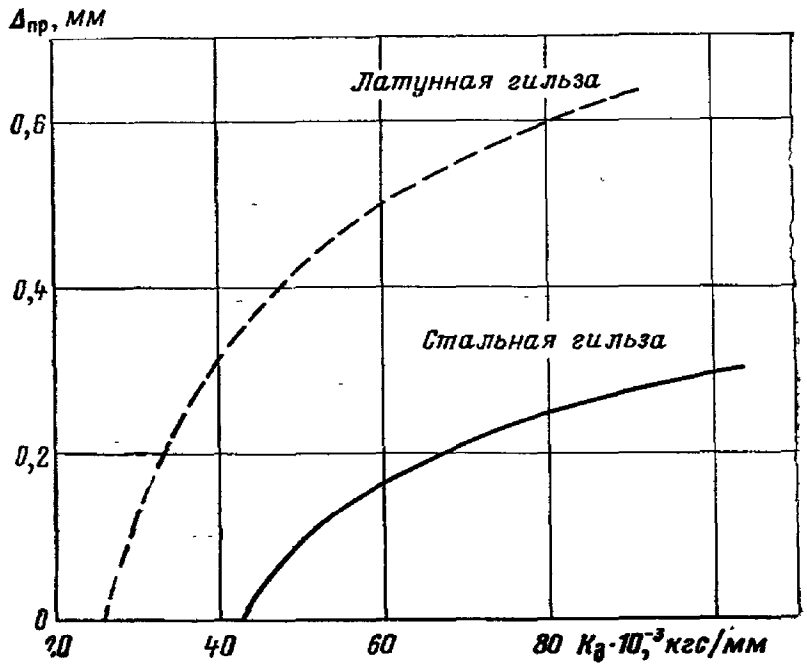

Рис. 5.9. Кривые зависимости величины предельного осевого зазора $\Delta_{пр}$ от $K_д$

При всех расчетах значения $д$ выбирались по графику, приведенному на рис. 5.8.

В инженерной практике большинство гильз можно рассматривать как одноконусные, для которых исходные зависимости также значительно упрощаются. Максимальные напряжения здесь, очевидно, будут в сечении $z=m$, площадь которого F_0.

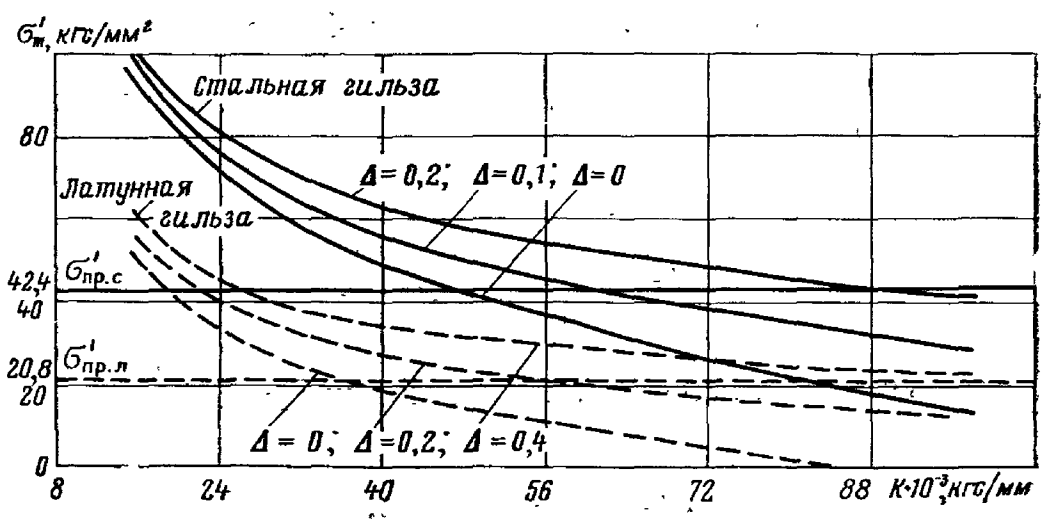

Рис. 5.10. Кривые зависимости величины σ_m от $K_д$

Для определения величины предельного зазора $\Delta_{пр}$ будем считать, что в месте максимальных напряжений интенсивность напряжений σ_i равна пределу прочности материала $\sigma_в$. Отсюда для этого сечения получим

$$\psi_0 = \frac{D\sigma_в}{\sigma_в - M\sigma_e}, \quad \varepsilon_{i0} = \frac{\sigma_в - M\sigma_e}{D\sigma_в}.$$

и, следовательно,

$$\sigma_{z0} = -p + \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_в \sqrt{1 - \left(\frac{D\varepsilon_t}{\sigma_в - M\sigma_e}\right)^2},$$

$$\varepsilon_{z0} = -\frac{\varepsilon_t}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2}\sqrt{\varepsilon_{i0}^2 - \varepsilon_t^2}.$$

Длина растягиваемого участка в данном случае будет $l_р = \sigma_{z0}F_0/2\pi r_{2ср}fp_к$, а максимальная осевая деформация

$$\varepsilon_{z\,max} = \frac{\Delta_{пр}l_р}{I_1F_0}, \text{ где } I_1 = \frac{1}{B}\left[l_р - \frac{F_a}{B}\ln\frac{F_0}{F_1 + B(m - l_р)}\right]$$

— значение интеграла, входящего в уравнение (4.66), для одноконусной гильзы.

Отсюда $\Delta l_{пр} = \varepsilon_{z0}F_0I_1/l_р$.

Подставляя значение предельного удлинения $\Delta l_{пр}$ в уравнение $K_д\lambda = P - \sigma_{z0}F_0$, получим уравнение зависимости величины предельно допустимого зазора $\Delta_{пр}$ от коэффициента динамической жесткости узла запирания $K_д$

$$\Delta_{пр} = \Delta l_{пр} - (P - \sigma_{z0}F_0)/K_д.$$

При практических расчетах удобно иметь аналитические зависимости для выявления значимости отдельных характеристик.

Из полученных соотношений (5.43) следует, что

$$\varepsilon_z = 3\sigma_z/4\psi + \overline{K}, \text{ где } \overline{K} = 3/\sigma_t/4\psi + \varepsilon_t/2.$$

Так как $\overline{K} \ll 3\sigma_z/4\psi$, то для практических прикидочных расчетов примем $\varepsilon_z = 3\sigma_z/4\psi$.

Полная осевая деформация

$$\Delta l = \int_0^{l_р} \frac{3}{4\psi}\frac{\pi d f p_к z dz}{F_z}.$$

Для гильзы с постоянной толщиной стенки $F_z = \pi d\delta$ и

$$\Delta l = \int_0^{l_р} \frac{3}{4\psi}\frac{f p_к}{\delta} z dz.$$

Приняв величину ψ средним значеним на длине $l_р$, получим, что удлинение гильзы

$$\Delta l = \frac{3 f p_к}{8 \psi \delta} (l_р^2). \tag{5.56}$$

Так как у дна гильзы $\sigma_m' \pi d \delta = f p_к \pi d l_р$, то

$$l_р = \frac{\sigma_m' \delta}{f p_к}. \tag{5.57}$$

Совместное решение (5.56) и (5.57) дает

$$\Delta l = \frac{3\delta}{8 \psi f p_к} (\sigma_m')^2. \tag{5.58}$$

Для определения величины δ, которая согласовывалась бы с экспериментом или точным расчетом, значения Δl найдем из (4.80):

$$\delta = \frac{8 \psi f p_к}{3 (\sigma_{m\,пр}')^2} \Delta l_{пр}.$$

Значения $\Delta l_{пр}$ определяют путем точного расчета или эксперимента. Для задания величины f можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Расчетные значения коэффициента трения f между стенками гильзы и патронника

Состояние гильзы и патроиника	Величина коэффициента трения f
Патроиник чистый с продольными канавками	0,1
Гильза смазана легкой смазкой	0,1
Патронник и гильза чистые	0,15
Гильза и патроиник сильно загрязиены	>0,2—0,3

На основании выражения (4.71) при отсутствии зазоров ($\Delta = 0$) для гильзы с постоянной толщиной стенки будем иметь

$$K = \partial \frac{2 \psi f p_к (\pi d^2 p - 4 \sigma_m' \pi d \delta)}{3 \delta (\sigma_m')^2}. \tag{5.59}$$

Введя обозначения

$$\Phi_1(K_д) = 4 \pi d \delta \psi / 3 a K_д, \quad \Phi_2(K_д) = 2 \pi d^2 p \psi / 3 K_д a \quad \text{и} \quad a = \delta / f p_к,$$

получим

$$\sigma_m' = -\Phi_1(K_д) + \sqrt{\Phi_1^2(K_д) + \Phi_2(K_д)}. \tag{5.60}$$

Так как $l_р = \sigma'_m a$, то

$$l'_р = -\Phi_3(K_д) + \sqrt{\Phi_3^2(K_д) + \Phi_4(K_д)}, \qquad (5.61)$$

где $\Phi_3(K_д) = a\Phi_1(K_д)$, $\Phi_4(K_д) = a^2\Phi_2(K_д)$.

В том случае, если узел запирания имеет только зеркальный зазор Δ_1, то удлинение гильзы будет складываться из величины оставшегося зазора $\Delta' = \Delta_1 - \Delta l_с$ и величины деформации узла запирания, т. е. $\Delta l = \lambda + \Delta' - \Delta l_с$.

Подставляя значение λ в (5.49), получим для гильзы с постоянной толщиной стенки

$$K = \partial \frac{2\psi f p_к (\pi d^2 p - 4\sigma'_m \pi d\delta)}{3\delta (\sigma'_m)^2 - 8\psi f p_к (\Delta_1 - \Delta l_с)}. \qquad (5.62)$$

Введем обозначения:

$$\Phi_{2\Delta}(K_д) = \frac{2\pi d^2}{3K_д} p \frac{\psi}{a} - \frac{8\psi}{3a}(\Delta_1 - \Delta l_с),$$

$$\Phi_{4\Delta}(K_д) = \frac{2\pi d^2}{3K_д} pa\psi - \frac{8\psi a}{3}(\Delta_1 - \Delta l_с)$$

и получим из (5.62)

$$\sigma'_m = -\Phi_1(K_д) + \sqrt{\Phi_1^2(K_д) + \Phi_{2\Delta}(K_д)}, \qquad (5.63)$$

$$l_р = -\Phi_3(K_д) + \sqrt{\Phi_3(K_д) + \Phi_{4\Delta}(K_д)}. \qquad (5.64)$$

Величина зеркального зазора, вызывающего то или иное напряжение в материале гильзы, может быть найдена по зависимости

$$\Delta_1 = \frac{3K\delta (\sigma'_m)^2 - 2f p_к \psi (\pi d^2 p - 4\sigma'_m \pi d\delta)}{8K\psi f p_к} + \Delta l_с. \qquad (5.65)$$

Подставив в уравнения (5.62) или (5.65) значение предельного или допустимого напряжения σ'_m, получим значения предельного или допустимого коэффициента жесткости узла запирания K и зеркального зазора Δ_1.

В том случае, если в узле запирания возможно образование заднего зазора, то $\Delta'' = \Delta_2 - \Delta l_с$. Формулы для этого случая будут иметь тот же вид, что (5.62) и (5.65), только вместо Δ_1 нужно подставить Δ_2, а величину $\Delta l_с$ подставить с учетом $M_з$. Если зазор распределен между деталями, то $\Delta_{ост} = \Delta - \Delta l_с$, где Δ — суммарный распределительный зазор.

В этом общем случае предельную величину коэффициента жесткости и суммарного распределенного зазора можно подсчитать по зависимостям:

$$K_{\text{пр}} = \partial \frac{2\psi f p_{\text{к}} (\pi d^2 p - 4\sigma'_{\text{пр}} \pi d \delta)}{3\delta (\sigma'_{\text{пр}})^2 - 8\psi f p_{\text{к}} (\Delta - \Delta l_{\text{с}})}; \qquad (5.66)$$

$$\Delta_{\text{пр}} = \frac{3\delta (\sigma'_{\text{пр}})^2}{8\psi f p_{\text{к}}} - \partial \frac{\pi d^2 p - 4\sigma'_{\text{пр}} \pi d \delta}{4K} + \frac{\pi d^2 p_e}{4\Delta^2 (M_3 + m_{\text{г}})}. \qquad (5.67)$$

Если нет достоверных данных о характере распределения зазоров, то нужно считать, что в узле запирания образуется задний зазор Δ_2.

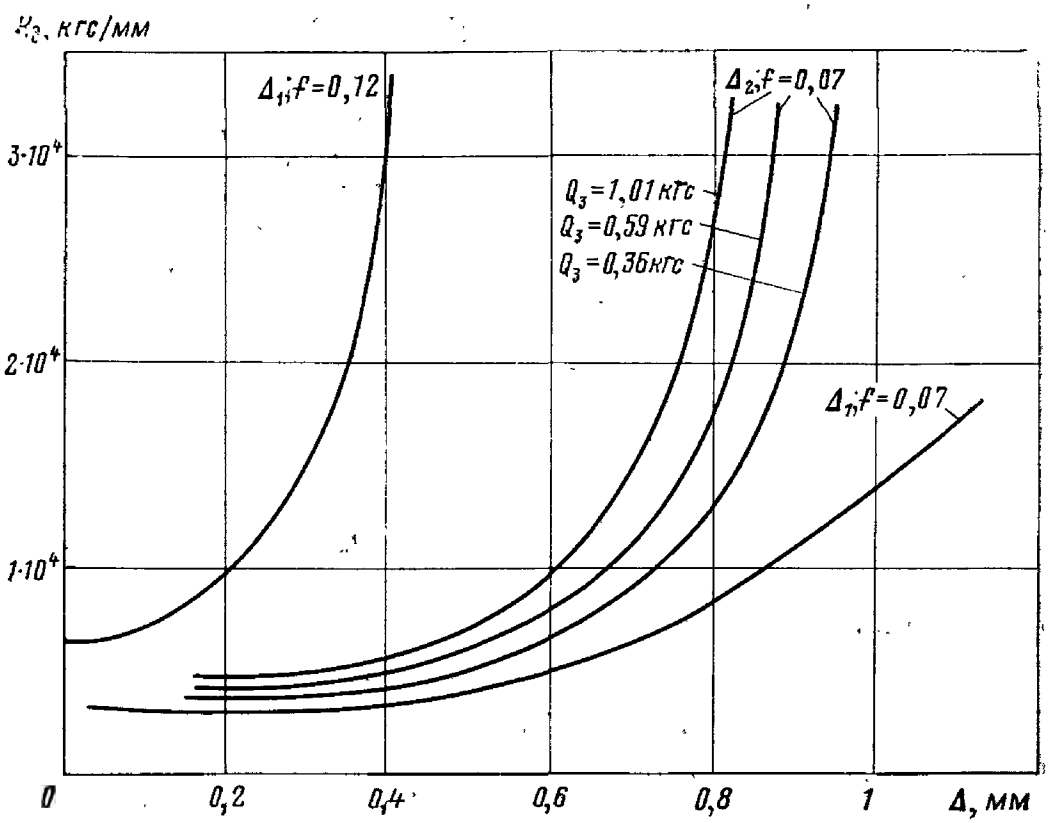

Рис. 5.11. Изменение $K_д$ в зависимости от величин осевых зазоров при различной массе затвора

На рис. 5.11 даны значения $K_д = K_д(\Delta)$, построенные по приведенной методике для различных величин зазоров Δ_1 и Δ_2 при разном состоянии патронника и различной массе затвора.

5.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИОННОГО ЗАТВОРА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ПРОЧНОСТЬ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ

При выборе массы инерционного затвора очень важно определить его оптимальную массу. Недостаточная масса затвора приведет к поперечным обрывам гильз, а чрезмерно большая масса —

к необоснованному утяжелению или усложнению системы. Уравнение движения инерционного затвора

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}=pS_{\text{д}}-R_{\text{г}}-R_{\text{з}}-\text{П}, \qquad (5.68)$$

где $M_{\text{пр}}=M_{\text{з}}+m_{\text{г}}+\frac{1}{3}m_{\text{пр}}$ — приведенная масса затвора; x — перемещение затвора; p — давление пороховых газов у дна канала; $S_{\text{д}}$ — площадь дна гильзы; $R_{\text{г}}$ — сила сопротивления гильзы движению затвора; $R_{\text{з}}$ — сила трения затвора; П — усилие возвратной пружины.

Для полусвободного затвора в общем виде уравнение движения (5.68) можно представить в виде

$$M_{\text{пр}}\ddot{x}=pS_{\text{д}}-R_{\text{г}}-R_{\text{з}}-\text{П}-M_{\Sigma}\dot{x}^2-P_{\Sigma},$$

где $$M_{\text{пр}}=M_{\text{з}}+m_{\text{г}}+\frac{1}{3}m_{\text{пр}}+\sum_{i=1}^{n}\frac{v_i^2}{\eta_i}m_i.$$

Величинами $R_{\text{з}}$ и П по сравнительной малости можно пренебречь. Величину силы сопротивления гильзы можно рассчитывать по зависимости $R_{\text{г}}=\sigma_m/\pi d\delta$, или с учетом (5.58)

$$R_{\text{г}}=\pi d\delta\frac{8}{3}\frac{\psi f p_{\text{к}}\Delta l}{\delta}.$$

Так как $\Delta l=x$ и $p_{\text{к}}\cong p(t)-p_e$, то $R_{\text{г}}=$

$$=\pi d\sqrt{\frac{8}{3}\psi f\delta[p(t)-p_e]x}.$$

Величина расклинивания гильзы

$$l_{\text{р}}=\sqrt{\frac{8}{3}\psi\frac{\delta}{f p_{\text{к}}}x}.$$

Величину относительных осевых деформаций для эквивалентной цилиндрической гильзы определяем по зависимости $\varepsilon_z=$ $=3\sigma_z/4\psi$. Откуда абсолютные деформации

$$\Delta l=\frac{3}{4\psi}\frac{f p_{\text{к}}}{\delta}\frac{(l_{\text{р}})^2}{2}=\frac{3\delta}{8\psi f p_{\text{к}}}(\sigma'_m)^2.$$

Осевые напряжения у дна гильзы

$$\sigma'_m=\sqrt{\frac{8}{3}\frac{\psi f p_{\text{к}}}{\delta}\Delta l}$$

и величина участка расклинивания

$$l_{\text{р}}=\sqrt{\frac{8}{3}\psi\frac{\delta}{f p_{\text{к}}}\Delta l}.$$

При движении затвора должно быть обеспечено условие

$$\Delta l_{\text{доп}}=\frac{3\delta}{8\psi f p_{\text{к}}}(\sigma'_{\text{доп}})^2 \leqslant x.$$

Если расклинивание гильзы не наступило, силу сопротивления можно представить в виде $R_{\text{г}}=\pi d f l_{\text{р}} p_{\text{к}}$.

С момента полного расклинивания гильзы, т. е. при $l_{\text{р}} \geqslant l_{\text{г}}$, сила сопротивления гильзы будет определяться силой трения всей поверхности гильзы о стенки патронника $R_{\text{г}}=\pi d f_{\text{к}}(l_{\text{г}}-x)$. Из уравнения (5.68) можно записать $R_{\text{г}}=pS_{\text{д}}-M_{\text{пр}}\ddot{x}$.

Подставляя значение $R_{\text{г}}$, получим $l_{\text{р}}=\dfrac{pS_{\text{д}}-M_{\text{пр}}\ddot{x}}{\pi d f p_{\text{к}}}$. Гильза должна расклиниться к моменту $\ddot{x}=0$, так как в противном случае движение теоретически невозможно, а практически может произойти поперечный обрыв гильзы. После полного расклинивания гильза начнет вытягиваться из патронника и необходимо, чтобы напряжения в опасном сечении не превзошли допустимых. Условие равновесия кольцевого элемента в опасном сечении, отстоящем от дна гильзы на z_m, $\sigma_m \pi d \delta_m = f p_{\text{к}}(l_{\text{г}}-z_m)\pi d_m$.

Из последнего уравнения $p_{\text{к}}=\dfrac{\sigma_m \delta_m}{f(l_{\text{г}}-z_m)}$.

Если задать в опасном сечении напряжения $\sigma_{z\,\text{доп}}$, то

$$p_{\text{доп}}=p_e+\frac{\sigma_{m\,\text{доп}}\delta_m}{f(l_{\text{г}}-z_m)}. \qquad (5.69)$$

Формула (4.92) позволяет определить величину допустимого давления, при котором можно безопасно извлекать гильзы. Для эквивалентной гильзы со средней толщиной стенки δ величину максимального напряжения подсчитывают по зависимости

$$\sigma'_m=\sigma_m\frac{\delta_m}{\delta}\frac{l_{\text{р}}}{l_{\text{р}}-z_m}.$$

Для свободного затвора, дважды интегрируя уравнение (5.68), будем иметь

$$x=\frac{\int_0^t dt\int_0^t pS_{\text{д}}dt-\int_0^t dt\int_0^t R_{\text{г}}dt}{M_{\text{пр}}}.$$

Принимая, что давлению $p_{\text{доп}}$ соответствует известное время $t_{\text{доп}}$, будем иметь при данной массе затвора допустимое смещение зеркала затвора

$$x=\frac{B-C}{M_{\text{пр}}} \leqslant \Delta l_{\text{доп}}, \qquad (5.70)$$

где $B=S_{\text{д}}\int_0^{t_{\text{доп}}} dt\int_0^{t_{\text{доп}}} pdt$ и $C=\int_0^{t_{\text{доп}}} dt\int_0^{t_{\text{доп}}} R_{\text{г}}dt$.

Для полусвободного затвора с переменной приведенной массой

$$C=\int_0^{t_{доп}} dt \int_0^{t_{доп}} R_г dt - \int_0^{t_{доп}} dt \int_0^{t_{доп}} \dot{x} \sum_{i=1}^{n} \frac{v_i}{\eta_i} m_i \dot{v}_i.$$

За время действия пороховых газов перемещения полусвободного затвора невелики и массу его для этих расчетов можно принимать средним значением. В формулу (5.70) можно подставлять $M_{пр.ср}$, коэффициенты B и C находят методом численного интегрирования. При этом, учитывая малое смещение затвора x, величину $R_г$ можно принять функцией только времени. Из (5.70)

$$M_{пр.доп} \geqslant \frac{B-C}{\Delta l_{доп}} = \frac{8\psi f p_к (B-C)}{[3\delta (\sigma_{0,1})^2}. \quad (5.71)$$

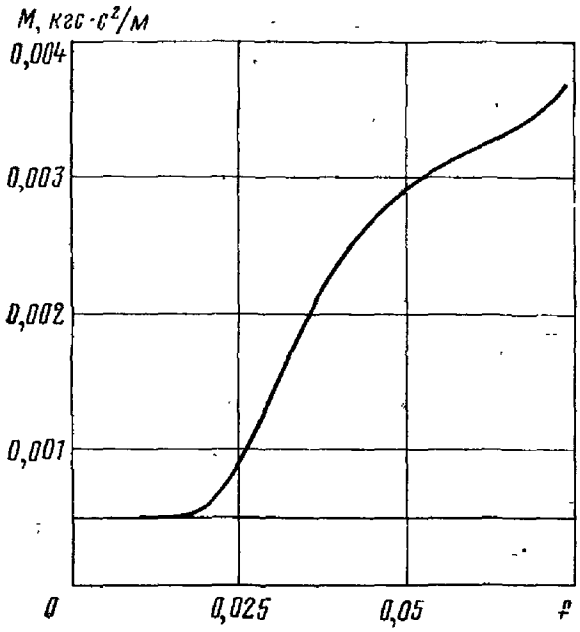

Рис. 5.12. Значения допустимой массы инерционного затвора при различных коэффициентах трения f для 7,62 мм гильзы

На рис. 5.12 показаны значения допустимой массы инерционного затвора при различных коэффициентах трения f для 7,62 мм гильзы ГЖ образца 1930 г. Для этого случая $B = 150 \cdot 10^{-6}$ кгс·с² и $C = 69{,}5 \cdot 10^{-6}$ кгс·с².

Для ориентировочных расчетов упрощенную методику можно использовать, введя коэффициент фиктивности массы затвора $\varphi_з$ [17].

Уравнение (5.68) представим в виде

$$dV = \frac{1}{M_{пр}} (pS_д - R_г) dt. \quad (5.72)$$

При введении коэффициента фиктивности массы затвора $\varphi_з$ уравнение (5.72) примет вид

$$dV = \frac{1}{\varphi_з M_{пр}} pS_д dt. \quad (5.73)$$

Из сравнения зависимостей (5.72) и (5.73) получим

$$\varphi_з = \frac{\int_0^T pS_д dt}{\int_0^T pS_д dt - \int_0^T R_г dt}. \quad (5.74)$$

Так как $I_{кн}=\int_0^T pS_д dt$ — полный импульс давления пороховых газов, а $M_{пр}V_m=\int_0^T pS_д dt-\int_0^T R_г dt$ — количество движения затвора, T — полное время действия пороховых газов в канале ствола, то выражение (5.74) можно представить как

$$\varphi_з=\frac{S_д}{S}\frac{I_{кн}}{M_{пр}V_m}.$$

Импульс $I_{кн}$ можно представить в виде

$$I_{кн}=A^{-1}Sp_с+\xi(\varphi m+0{,}5\mu)v_0+bp_д \text{ или}$$

$$I_{кн}=A^{-1}Sp_с+\xi(\varphi m+\beta\mu)v_0,$$

где A — параметр показательного закона для начального периода; $p_с$ — давление, при котором начинается движение снаряда (пули); ξ — коэффициент перехода от баллистического давления к давлению $p_{сн}$; φ — коэффициент фиктивности массы снаряда (пули); m — масса снаряда; μ — масса заряда; β — коэффициент; v_0 — начальная скорость; $p_д$ — дульное давление; b — параметр показательного закона для периода последействия.

Переходя от масс к весам, получим

$$\varphi_з=\frac{S_д}{S}\frac{gA^{-1}Sp_с+\xi(\varphi q+0{,}5\omega)v_0+p_д bg}{Q_з V_m}, \qquad (5.75)$$

или

$$\varphi_з=\frac{S_д}{S}\frac{gA^{-1}Sp_с+\xi(\varphi q+\beta\omega)v_0}{Q_з V_m}. \qquad (5.75a)$$

Таблица 5.2

Расчетные значения коэффициента фиктивности массы затвора $\varphi_з$

Гильза	f	$\varphi_з$	Примечание
Короткая $l_г/d$=1,5 ... 2	0,1	1,3	—
	0,12	1,5	
	0,2	2	
Средней длины $l_г/d$=2,5 ... 3	0,1	1,8	
	0,12	2	
	0,2	5	Кольцевое растяжение и обрывы
Длинная $l_г/d$=3,5 ... 4,5	0,1	2	—
	0,12	3	Кольцевое растяжение и обрывы
	0,2	—	Сплошные обрывы

Последние зависимости можно использовать для определения $\varphi_з$ через значения V_m. В табл. 5.2 даны значения $\varphi_з$, подсчитанные по формулам (5.75) и (5.75 *а*), которые можно рекомендовать для примерных расчетов. Следует отметить, что применение инерционного запирания для длинных гильз не рекомендуется, так как при этом не создаются нормальные условия работы. Даже для гильз средней длины ($l_г/d=2{,}5 \ldots 3$) при загрязнении патронника наблюдается кольцевое растяжение и иногда обрывы гильз. В системах с инерционным запиранием при движении затвора одновременно происходит экстракция гильзы.

5.5. ПРОЧНОСТЬ ГИЛЬЗЫ ПРИ ЭКСТРАКЦИИ

Надежная работа артиллерийской системы в значительной степени обеспечивается нормальным функционированием гильзы при экстракции. Срыв фланца или обрыв гильзы при экстракции приводит к появлению трудноустранимых задержек.

Рассмотрим экстрагирование гильзы в автоматических системах, работа которых характеризуется наличием избыточного давления внутри гильзы при экстракции, и, как частный случай, экстракцию гильзы в системах неавтоматических, полуавтоматических или в системах с малым темпом стрельбы, у которых избыточное давление при экстракции можно принять равным нулю.

При определении усилия экстракции гильзы из патронника необходимо знать распределение конечного зазора по длине гильзы после выстрела. На величину конечного зазора существенное влияние оказывает напряженно-деформированное состояние, возникающее в гильзе при выстреле.

К моменту достижения максимальной величины давления в канале ствола наружная поверхность гильзы смещается в радиальном направлении на величину $u=\Delta r+\delta R_1$, в осевом направлении стенки гильзы деформируются так, что осевое суммарное перемещение Δl равно всем выбираемым в процессе выстрела зазорам и упругой осадке узла запирания. При этом можно считать, что корпус гильзы при выстреле был нагружен внутренним давлением p_{max}, внешним давлением $p_к$ и осевой силой N.

При снятии внутреннего давления начинает убывать и интенсивность напряжений σ_i, возникающая при нагружении. Для определения конечного зазора между стенками гильзы и патронника, возникающего после снятия давления, воспользуемся теоремой о разгрузке [24].

В соответствии с [24] напряжения и деформации разгрузки определяются путем решения задачи теории упругости для внешних сил, равных разностям сил при нагружении и остающихся после разгрузки. При полной разгрузке последние равны нулю, и задача теории упругости решается для внешних сил, нагружающих тело.

Следовательно, для определения радиального перемещения разгрузки $u_{разгр}$ внешней поверхности гильзы необходимо решить за-

дачу теории упругости о деформировании толстостенной трубы, нагруженной внутренним и внешним давлениями и растягивающей силой, т. е. решить задачу Ламе при заданном осевом напряжении σ_z, которое определяется из условия равномерного распределения осевого напряжения по поперечному сечению трубы в случае упругого нагружения

$$\sigma_z = N/\pi(r_2^2 - r_1^2). \qquad (5.76)$$

При этом в качестве внутреннего давления p_1 принимаем давление, равное разности максимального давления при нагружении p_{max} и давления экстракции $p_э$, $p_1 = p_{max} - p_э$, а в качестве силы N принимаем максимальную силу, возникающую в рассматриваемом сечении гильзы при нагружении.

Разгружаясь, наружная поверхность гильзы, сместившаяся при выстреле на величину $u = \Delta r + \delta R_1$, возвращается назад на величину $u_{разгр}$, а внутренняя стенка патронника стремится занять положение, которое она занимала до выстрела, т. е. ее радиус должен уменьшиться на величину δR_1. Если $u_{разгр} > \delta R_1$, между этими поверхностями образуется зазор, гильза и патронник перестают взаимодействовать, и можно считать, что при разгрузке снимается внешнее давление $p_к$:

$$p_2 = p_к.$$

Если же величина $u_{разгр}$ не превышает радиального смещения поверхности патронника δR_1, между стенками гильзы и патронника остается некоторое давление $p_{ост}$, не позволяющее полностью разгрузить патронник. Внутренняя поверхность патронника не доходит до своего первоначального положения на величину

$$\Delta_к = p_{ост}/K_{п}, \qquad (5.77)$$

и при этом, очевидно,

$$\delta R_1 = u_{разгр} + \Delta_к. \qquad (5.78)$$

Таким образом, при образовании натяга в качестве внешнего давления разгрузки p_2 нужно принимать

$$p_2 = p_к - p_{ост}.$$

Остаточное давление $p_{ост}$ определяется из условия (5.78), где $u_{разгр}$ получаем по формуле для радиального перемещения внешней поверхности трубы, нагруженной внутренним p_1 и внешним p_2 давлениями:

$$u = \frac{1-\mu}{E}\frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} r_2 + \frac{1+\mu}{E}\frac{r_1^2(p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} r_2 - \frac{\mu}{E}\sigma_z r_2.$$

Принимая для несжимаемого материала $\mu = 0{,}5$ и определяя σ_z по формуле (5.76), получим при образовании натяга

$$u_{разгр} = \frac{r_2}{2E\bar{r}}\left[4(p_{max} - p_э) - (p_к - p_{ост})(4 + \bar{r}) - \frac{N}{\pi r_1^2}\right].$$

Подставив это выражение в условие (5.78), найдем величину остаточного давления

$$p_{ост}=p_к-\frac{4(p_{max}-p_э)-\dfrac{N}{\pi r_1^2}}{4+\bar{r}+\dfrac{2E\bar{r}}{r_2K_п}} \qquad (5.79)$$

или

$$p_{ост}=p_к-\frac{1}{K_э}\left(p_{max}-p_э-\frac{N}{\pi r_1^2}\right),$$

где

$$K_э=\frac{4+\bar{r}}{4}+\frac{E\bar{r}}{r_2K_п}, \qquad (5.80)$$

а величину образовавшегося натяга определяем по формуле (5.77).

В случае образования зазора при разгрузке $u_{разгр}$ определяется по формуле

$$u_{разгр}=\frac{r_2}{2E\bar{r}}\left[4(p_{max}-p_э)-p_к(4+\bar{r})-\frac{N}{\pi r_1^2}\right]. \qquad (5.81)$$

Используя уравнение (4.42), выразим величину $u_{разгр}$ через осевую деформацию:

$$u_{разгр}=\frac{3r_2}{2E\bar{r}}\left[p_{max}-p_э-\frac{4}{3}p_к-\frac{D\bar{r}}{3}\varepsilon_z-\frac{M\sigma_e}{r_1^2}\frac{\beta-\alpha}{\gamma}\right]. \qquad (5.82)$$

Конечный зазор $\Delta_к=u_{разгр}-\delta R_1$. (5.83)

Приведенные уравнения для определения конечного зазора и натяга отражают влияние многих параметров гильзы и патронника (а именно: механических характеристик материала гильзы и ее размеров, начальных радиальных и осевых зазоров, жесткостей узла запирания и патронника, максимального давления в канале ствола при выстреле) на экстракцию гильзы.

Максимальное усилие защемления, очевидно, будет определяться как сила трения при страгивании гильзы, зависящая от величины контактного давления после разгрузки $p_{ост}$ и площади поверхности соприкосновения гильзы и патронника

$$R_{гmax}=\int_0^m 2\pi r_2 f p_{ост}\,dx. \qquad (5.84)$$

По мере выхода гильзы из патронника конечный натяг $\Delta_к$ будет уменьшаться вследствие конусности патронника, а следовательно, будет уменьшаться и давление между стенками гильзы и патронника. Кроме того, уменьшается поверхность соприкосновения гильзы и патронника за счет выхода гильзы на длину x. Отсю-

да текущее значение усилия защемления будет определено по формуле

$$R_{\text{г.тек}}=\int_0^{m-x} 2\pi r_2 f p_{\text{тек}} dx, \tag{5.85}$$

где $p_{\text{тек}}=\Delta_{\text{тек}}K_{\text{п}}$, $\Delta_{\text{тек}}=\Delta_{\text{к}}-\varkappa x$; $\varkappa$ — коэффициент конусности патронника.

Для инерционного запирания можно считать, что экстракция гильзы начинается при давлении форсирования. Очевидно, при $p<p_e$ контактное давление между стенками гильзы и патронника равно нулю, и на участках, где гильза не защемлена, сопротивления движению нет. При увеличении давления до максимальной величины

$$R_{\text{г}}=\int_{x_{\text{в}}}^{m} 2\pi r_2 f p_{\text{к}} dx. \tag{5.86}$$

После достижения максимального давления и при дальнейшем уменьшении его расчет усилия сопротивления гильзы производится так же, как и для экстракции гильз в системах без самоотпирания затвора.

Для прикидочных расчетов, принимая все параметры гильзы по длине средними постоянными величинами, будем иметь (в случае инерционного запирания):

$$\left.\begin{aligned}
&R_{\text{г}}=0 \text{ при } p<p_e;\\
&R_{\text{г}}=2\pi r_2 f p_{\text{к}}(m-x_{\text{в}}) \text{ при } \dot{p}>0 \text{ и } p_e<p\leqslant p_{\max};\\
&R_{\text{г}}=2\pi r_2 f p_{\text{ост}}(m-x_{\text{в}}) \text{ при } \dot{p}<0 \text{ и } p_{\text{э}}>\frac{K_{\text{э}}}{K_{\text{р}}}p_e-\\
&-\left(\frac{K_{\text{э}}}{K_{\text{р}}}-1\right)p_{\max}-\frac{N}{4\pi r_1^2}=p_{\text{э.пр}};\\
&R_{\text{г}}=0 \text{ при } p_{\text{э}}\leqslant p_{\text{э.пр}}.
\end{aligned}\right\} \tag{5.87}$$

ГЛАВА 6

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ. РАБОТА АВТОМАТИКИ ПРИ СТРЕЛЬБЕ ОЧЕРЕДЬЮ

6.1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ И АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИКИ С ИНЕРЦИОННЫМ ЗАПИРАНИЕМ

Автоматическое оружие с отдачей инерционного затвора из-за своих особенностей имеет ограниченное применение. Надежная работа автоматики при различном состоянии поверхностей патронника и гильзы обеспечивается применением патрона, имеющего короткую гильзу и, следовательно, небольшую массу заряда ω. При этом начальная скорость снаряда v_0 невелика. Прочность гильзы обеспечивается инерцией большой массы затвора. Невысокое значение v_0 приводит к малым величинам скоростей отката затвора и темпа стрельбы. Инерционное запирание широко используется в стрелковом оружии под пистолетный патрон. Были разработаны автоматические пушки со свободным затвором (МК-108АЗ «Эрликон» и др.). В настоящее время этот принцип широко используется в конструкциях автоматических гранатометов *.

К особенностям работы систем с инерционным запиранием следует отнести: 1) изменение объема заснарядного пространства за счет смещения затвора при решении ОЗВБ; 2) движение гильзы и затвора начинается при давлении выжимания снаряда из дульца гильзы p_c; 3) расход пороховых газов практически происходит только через дульный срез; 4) необходимо учитывать влияние на движение затвора силы сопротивления гильзы $R_г$.

При этом в системе уравнений для решения ОЗВБ (2.25) начало движения затвора при давлении p_c учтем функцией переключения ξ_1, дополнительное изменение объема заснарядного пространства в уравнении для $\dot{W}$ членом $S\dot{x}\xi_x$. Отсутствие дополнительных расходов учтем, положив $G_i=0$. Преобразованную систему семи уравнений следует решать совместно с уравнением движения затвора. Движение автоматики описывается системой уравнений (2.17). Если оружие закреплено на жесткой установке без

* Патент США класс 89/33 № 3, 563, 132 (опубликован 16.02.1971).

амортизатора, то для системы с полусвободным затвором эти уравнения приводятся к виду

$$\dot{x}=V_з;\ \dot{V}_з=\frac{pS-П-R_г-V_з^2M_Σ-L_л}{M_{пр}}\xi_{\dot{V}}.$$

При свободном затворе $M_{пр}=M_з$ и $M_Σ=0$ и система уравнений может быть представлена как

$$\left.\begin{aligned}\dot{x}&=V_з;\\ \dot{V}_з&=\frac{pS-П-R_г-L_л}{M_з}\xi_{\dot{V}},\end{aligned}\right\}\qquad(6.1)$$

где $П=П_0+kx$ — сила сопротивления возвратной пружины; $R_г$ — сила сопротивления гильзы; $L_л$ — приведенная сила сопротивления ленты.

Значения коэффициентов переключения находятся в соответствии с табл. 2.1. При этом значении ξ_1 выбирают из условия

$$\xi_1=\begin{cases}0 \text{ при } p<p_с;\\ 1 \text{ при } p\geqslant p_с.\end{cases}$$

Значения ξ_V выбирают из условия

$$\xi_{\dot{V}}=\begin{cases}1 \text{ при } \dot{V}\geqslant 0 \text{ или } x\neq 0;\\ 0 \text{ при } \dot{V}<0 \text{ и } x=0.\end{cases}$$

В соответствии с выводами и рекомендациями гл. 5 сила сопротивления гильзы может быть подсчитана по формуле

$$R_г=2\pi r_2 f(l_г-x)p_г,\qquad(6.2)$$

где

$$p_г=\begin{cases}\dfrac{p-p_e}{K_р} \text{ при } \dot{p}\geqslant 0;\\ p_{ост} \text{ при } \dot{p}<0.\end{cases}$$

В приведенных формулах $K_p=1+\frac{2}{3}D\frac{\bar{r}}{r_2K_п}$ — коэффициент контактного давления; $K_п$ — коэффициент жесткости патронника; p_e — давление в канале ствола, при котором выбирается зазор между гильзой и патронником. Остаточное контактное давление при натяге (см. гл. 4)

$$p_{ост}=\left(\frac{1}{K_p}-\frac{1}{K_э}\right)p_{max}-\frac{1}{K_p}p_e-\frac{1}{K_э}p.$$

Условие образования зазора следующее:

$$p<\frac{K_э}{K_p}p_e-\left(\frac{K_э}{K_p}-1\right)p_{max}.$$

Очевидно, что при $x>l_г$, или при $p<p_e$, или при $p_{ост}=0$ величина $R_г=0$. На рис. 6.1 приведена укрупненная блок-схема решения общей системы уравнений, в результате которого определяются

параметры движения свободного затвора $V_з=V_з(t)$, $x=x(t)$ и $V_з=V_з(x)$. Стрелками показаны связи между группами уравнений.

На рис. 6. 2 показана развернутая блок-схема операторов *2—6*. На рис. 6. 1 в структуре систем уравнений стрелками показана прямая и обратная связь между системами уравнений (2. 25) и (6. 1). Анализ системы уравнений (2. 25) и (6. 1) показывает, что

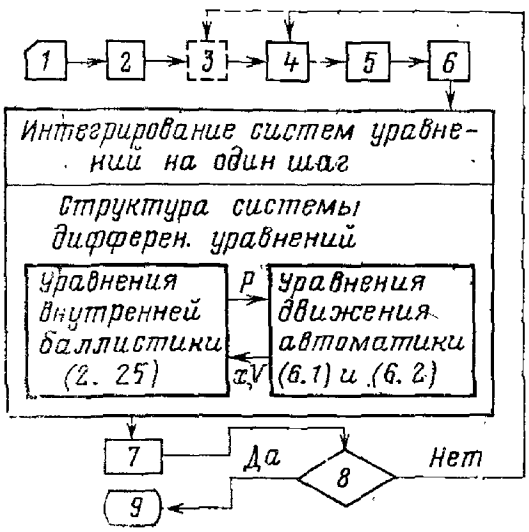

Рис. 6.1. Укрупненная блок-схема для расчета движения инерционного затвора:

1—ввод исходных данных; *2*—установка начальных условий; *3*—вычисление ν и η; *4*—вычисление силы сопротивления гильзы $R_г$; *5*—определение ξ для уравнений (2.25); *6*—определение ξ для уравнений (6.1) и (6.2); *7*—печать результатов; *8*—анализ условий окончания счета; *9*—останов

обратная связь между уравнениями (2. 25) и (6. 1) через x и V является достаточно сильной. Поэтому если ОЗВБ решается независимо от уравнений (6. 1) и (6. 2) любым способом [12, 34, 40], влияние перемещения затвора на увеличение заснарядного пространства можно учитывать при помощи коэффициента фиктивности φ. Величину φ для этого случая можно определять по формуле [17]: $\varphi=1{,}1+0{,}28\mu/m+19m/M_з$, где μ — масса заряда; m — масса снаряда.

При приближенных расчетах для периода действия газов уравнение (6. 1), пренебрегая П и $L_л$ по сравнительной малости, можно представлять в виде $\dot{V}_з=(pS-R_г)/M_з$.

Введя для учета силы $R_г$ коэффициент фиктивности массы затвора $\varphi_з$ (см. гл. 5), получим

$$dV_з=\frac{pSdt}{\varphi_з M_з} \quad \text{или} \quad V_з=\frac{1}{\varphi_з M_з}\int_0^t pSdt.$$

Перемещения затвора $x=\dfrac{1}{\varphi_з M_з}\displaystyle\int_0^t dt\int_0^t pSdt.$

Интегрирование полученных уравнений при известном $p=p(t)$ трудностей не представляет.

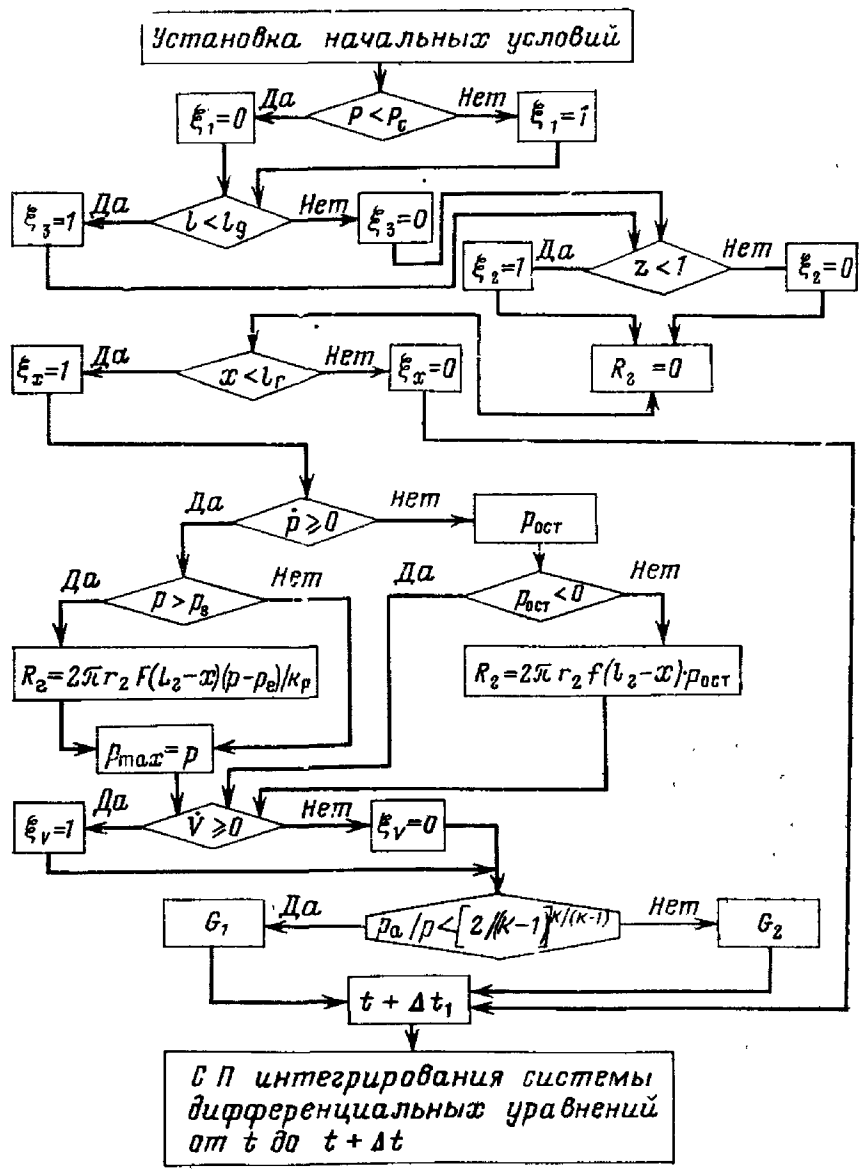

Рис. 6.2. Развернутая часть блок-схемы операторов 2—6 к рис. 6.1

6.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИКИ С НЕПОДВИЖНЫМ СТВОЛОМ И ОТВОДОМ ПОРОХОВЫХ ГАЗОВ

Системы с отводом пороховых газов наиболее распространены в настоящее время. Несмотря на большое разнообразие газоотводных устройств, чаще всего применение находят устройства для отвода пороховых газов через специальное отверстие в канале ствола с газовой камерой закрытого типа. Такая конструкция обеспечивает наилучшее использование энергии пороховых газов. Большое распространение систем с отводом пороховых газов объясняется в первую очередь сравнительной простотой конструкции и возможностью получения очень высоких темпов стрельбы. Для

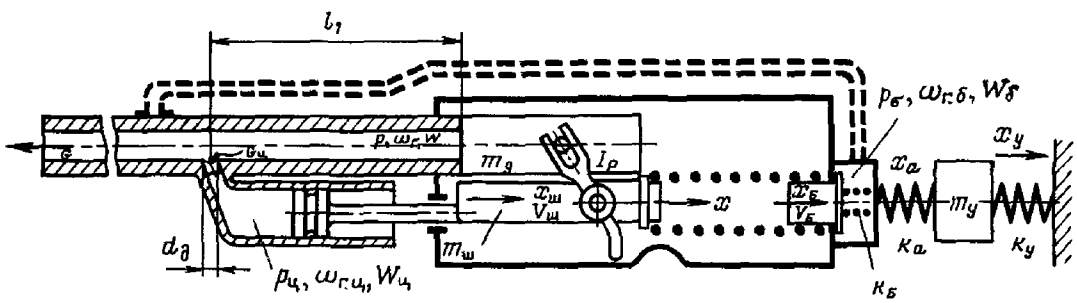

Рис. 6.3. Схема автоматической пушки с отводом пороховых газов

расчета движения автоматики, работающей на принципе отвода пороховых газов, необходимо совместно решить систему уравнений движения автоматики (2. 17), внутренней баллистики (2. 25), газоотводного цилиндра (2. 27) и при необходимости других газоотводных устройств: буфера, экстрактора, досылателя и т. п. В таких системах движение автоматики непосредственно связано с характеристиками газоотводного устройства, находящимися в прямой зависимости от внутрибаллистических процессов. На внутрибаллистические процессы некоторым образом влияют расходы порохового газа, возникающие при работе различных механизмов. Поэтому системы уравнений (2. 25), (2. 27) и (2. 28) желательно решать совместно. Это можно сделать с помощью ЭВМ. Практика расчетов показывает, что влияние расходов G_i на результаты решения ОЗВБ очень незначительно. Поэтому часто уравнение (2.25) решают независимо от уравнений (2. 27) и (2. 28).

Рассмотрим расчет движения автоматики системы с отводом пороховых газов на примере гипотетической 25-мм автоматической пушки, схема которой приведена на рис. 6. 3.

У рассматриваемой пушки шток с затвором и досылателем соединен через рычажный ускоритель. Со штоком также соединен патроноподающий механизм через привод кулачкового типа. Пушка может иметь газовый буфер (показан пунктиром). Для решения ОЗВБ можно использовать систему семи уравнений (2. 25) при

$\xi_x=0$. Расход G_i включает расход в газоотводный цилиндр и в газовый буфер при его наличии.

Движение подвижных частей автоматики описывается системой (2. 17), которая в этом случае принимает вид

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{x}=\frac{1}{M_{\text{пр}}}(p_{\text{ц}}S_{\text{ц}}\xi_4-\Pi\operatorname{sign}\dot{x}-L_{\text{л}}\xi_{\text{л}}-M_{\Sigma}\dot{x}^2-M_{\eta}\ddot{x}_{\text{к}});\quad V=\dot{x};\\
&\ddot{x}_{\text{к}}=\frac{1}{M_{\text{ор}}}[pS-(M_{\text{у}}\dot{x})'_t-\Pi_{0a}\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}-(k_a+k_{\text{у}})x_{\text{у}}-\\
&\quad -F_{\text{к}}\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}-k_a x_{\text{к}}];\quad V_{\text{к}}=\dot{x}_{\text{к}};\\
&\ddot{x}_{\text{у}}=\frac{1}{M_{\text{у}}}[\Pi_{0a}\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}-(k_a+k_{\text{у}})x_{\text{у}}+F_{\text{к}}\operatorname{sign}\dot{x}_{\text{к}}+k_a x_{\text{к}}];\quad V_{\text{у}}=\dot{x}_{\text{у}}.
\end{aligned}\right\}\qquad(6.3)$$

Все 13 уравнений дополняются тремя уравнениями для газоотводного двигателя (2. 27): для $\dot{\omega}_{\text{ц}}$, для $\dot{p}_{\text{ц}}$ и для $\dot{W}_{\text{ц}}$.

При наличии газового буфера эти 16 уравнений дополняются тремя уравнениями для газового буфера из системы уравнений (2.28): для $\dot{\omega}_{\text{б}}$, $\dot{p}_{\text{б}}$ и $\dot{W}_{\text{б}}$. При решении полученной системы 19 уравнений при откате следует иметь в виду, что она описывает только начало отката (период действия p и $p_{\text{ц}}$). Для основной части отката приходится совместно решать уравнения (6. 3) и в конце отката (6. 3) и (2. 28).

При накате из активных сил будут действовать только пружины и в начале наката буферное устройство. Система уравнений упрощается, так как остаются уравнения (6. 3) и в начале периода наката — для газового буфера уравнения (2. 28).

Укрупненная блок-схема решения системы уравнений приведена на рис. 6. 4. Обозначения блоков те же, что и на рис. 6. 1. Пунктирными стрелками показаны слабые обратные связи между системами уравнений.

На рис. 6. 5 более подробно приведена часть этой схемы (операторы *1—6*).

Пример 6.1. Рассчитать движение основного звена-штока 25-мм автоматической пушки, схема которой приведена на рис. 6.3. Исходные данные для расчета: $d=25$ мм; $q=0{,}23$ кгс; $I_{\text{к}}=385$ кгс·с/дм^2; $\omega=0{,}8$; $\delta=1{,}6$ кгс/дм^3; $f_{\text{п}}=1000000$ кгс× ×дм/ккал; $\nu=0{,}7$; $\sigma_{\text{т}}=0{,}9$ ккал/дм/(кгс·град·с); $F_{\text{км}}=1{,}9$ дм^2; $R=340$ кгс× ×дм/(кгс·град); $p_{\text{ф}}=40000$ кгс/дм^2; $l_{\text{у}}=17{,}5$ дм; $d_{\text{п}}=35$ мм.

Значения коэффициентов уравнений (6.3), описывающих движение автоматики, определяются в соответствии с зависимостями разд. 2.2.

На рис. 6.6 приведена циклограмма для основных звеньев рассматриваемой системы и вычисленные значения передаточных чисел и КПД для затвора, досылателя и патроноподающего механизма.

На рис. 6.7 показаны для примера $M_{\text{пр}}=M_{\text{пр}}(x)$ и $M_{\Sigma}=M_{\Sigma}(x)$ для основного звена при откате. Аналогично можно построить значения этих коэффициентов при накате. Значения $M_{\text{пр}}$ и M_{Σ} строятся при соответствующих коэффициентах переключения $\xi_{\text{м}}$, значения которых (0 или 1) выбираются в соответствии с циклограммой. Значения КПД подсчитывают в процессе решения с учетом перемены роли звеньев.

Приведенное усилие на пальцах каретки подачи от ленты $L=\frac{\nu_п}{\eta_п}(5mg+\partial_л\nu_п V\sqrt{mk_л})$ при $k_л=35000$ кгс/мм; $\nu_п=0{,}268$: $\eta_п=0{,}435$; $L=1{,}85+5{,}45\,V$.

Сила трения, действующая на короб, $F_к=10$ кгс. Сила сопротивления пружины ползуна $П_п=35+150x$ [м], а сила сопротивления поршня пневмоперезарядки $П_{пп}=40+170x$ [м]. Усилие проталкивания патрона через звено $P_п=60$ кгс. Так как полное открывание затвора и извлечение гильзы происходит в периоде последействия, сила трения гильзы $R_г$ сравнительно невелика. Ее можно учесть в соответствии с зависимостями гл. 5, как это сделано в разд. 6.1.

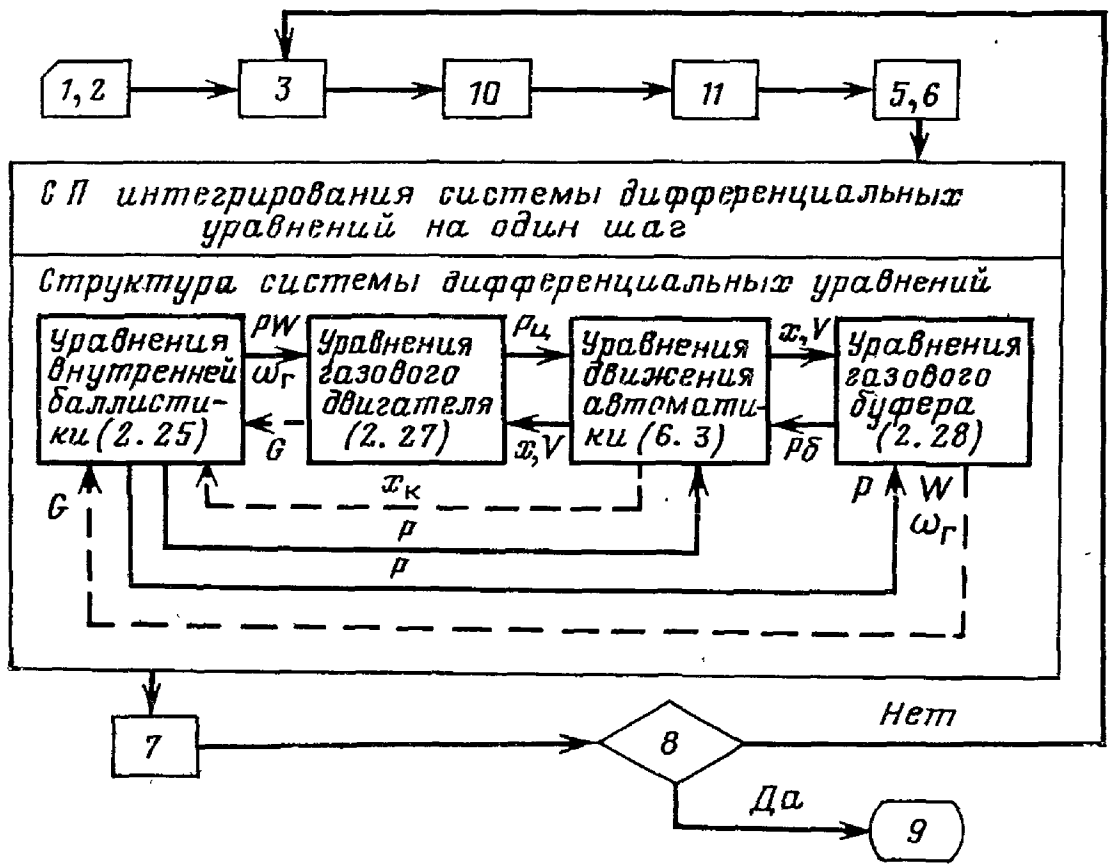

Рис. 6.4 Укрупненная блок-схема расчета автоматики с отводом пороховых газов:

1—6 и *9*—то же, что и на рис. 6.1; *10*—вычисление расходов G; *11*—определение потерь в газоводах

Расчет вначале проведен для $x_к=x_у=0$, т. е. для пушки, закрепленной на жесткой установке. В результате расчетов на ЭВМ получена фазовая траектория основного звена $V=V(x)$. При расчете движения автоматики с учетом амортизации примем массу пушки $M_{ор}=4{,}5$ кгс·с^2/м.

Пушка через амортизатор (его усилие $П_а=240+120000x_к$ [м]) соединена с упругой установкой, связи которой обеспечивают только продольный откат пушки, ее жесткость $k_у=600$ кгс/мм и приведенная масса $M_у=6$ кгс с^2/м. На рис. 6.8 приведены значения $M_\nu=M_\nu(x)$, $M_\eta=M_\eta(x)$ и $M'_\nu=M'_\nu(x)$ при откате. Аналогичные графики для этих коэффициентов строятся для наката. Графики M_ν и M_η строятся при соответствующих значениях коэффициентов переключения команд $\xi_{зг}$ с учетом перемены ролей звеньев.

При определении M_ν и M_η необходимо учесть, что для патроноподающего механизма $\alpha_{пм}=90°$, для досылателя $\alpha_д=0°$, для рычага ускорителя $\beta_р=90°$, но

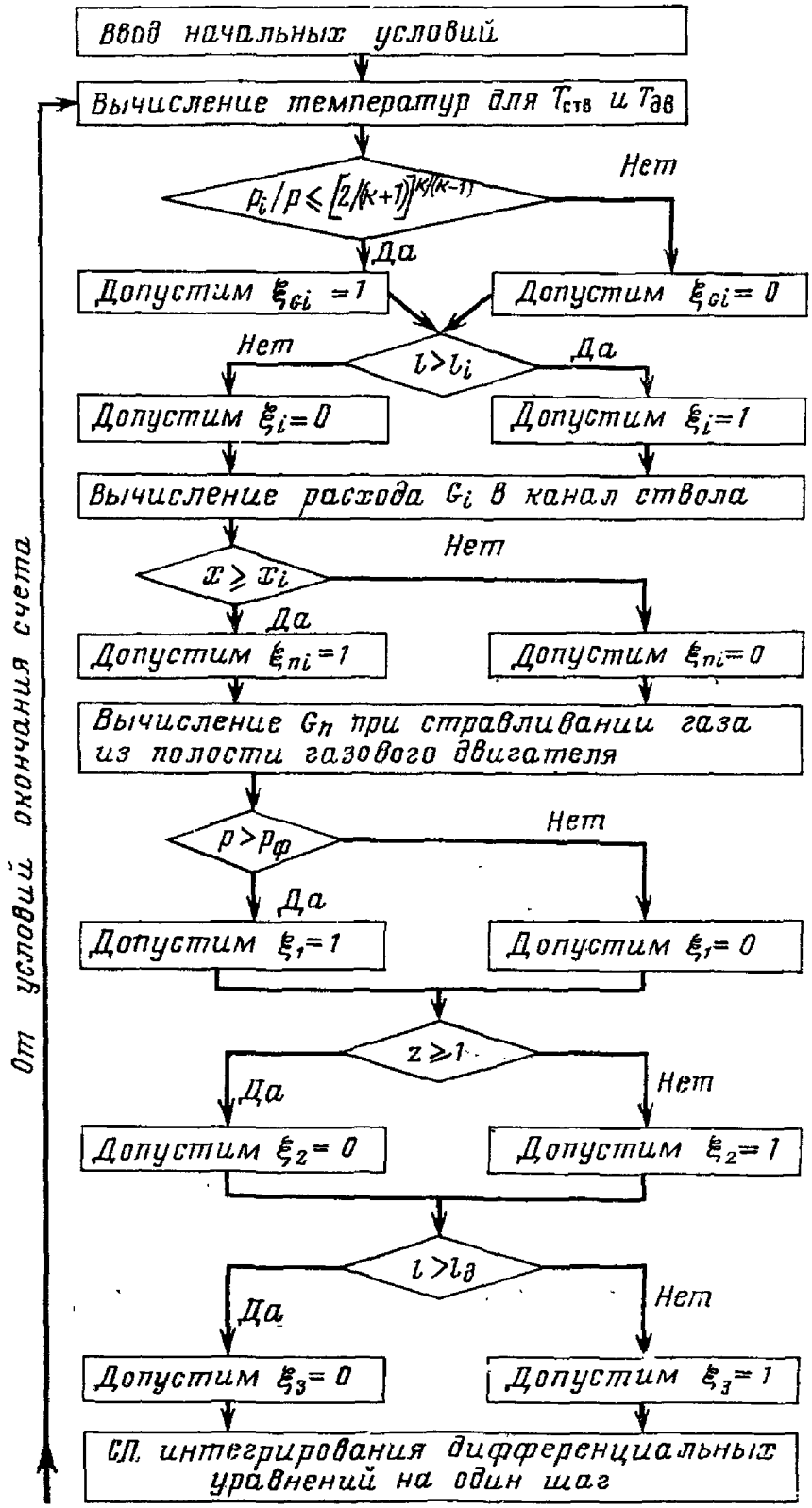

Рис. 6.5. Развернутая блок-схема к рис. 6.4 (операторы *1—6*)

по сравнительной малости массой рычага можно пренебречь и считать $I_р=0$. Поэтому для рассматриваемого случая

$$M_\nu \approx m_ш = \nu_д m_д \text{ и } M_\eta \approx m_ш + \frac{\nu_д}{\eta_д} m_д.$$

На рис. 6.9 и 6.10 приведены результаты решения системы уравнений с учетом амортизации и подвижности установки $V=V(t)$, $V_к=V_к(t)$, $V_у=V_у(t)$, $x=x(t)$, $x_к=x_к(t)$ и $x_у=x_у(t)$. На рис. 6.11 показаны результаты $V=V(x)$ для

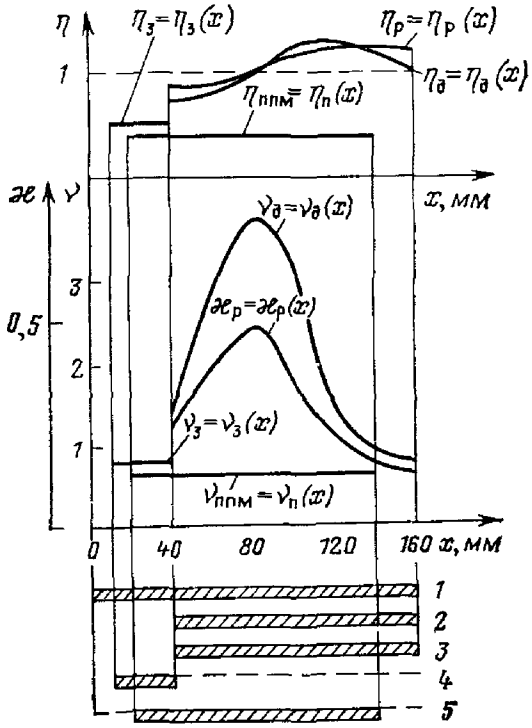

Рис. 6.6 $\nu=\nu(x)$ и $\eta=\eta(x)$ для звеньев системы с отводом пороховых газов:

1—путь ползуна; *2*—рычаг ускорителя; *3*—путь досылателя; *4*—открывание затвора; *5*—подача

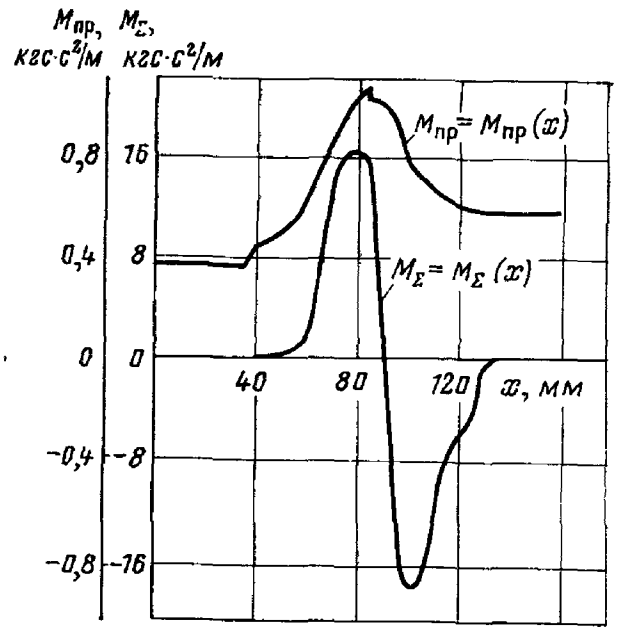

Рис. 6.7. Значення $M_{пр}=M_{пр}(x)$ и $M_Σ=M_Σ(x)$

пушки, закрепленной на жесткой установке без амортизаторов (пунктир) и на упругой установке с амортизаторами. При решении системы уравнений получают также значения $p=p(t)$ и $p_ц=p_ц(t)$. Если уравнения для газового буфера решают независимо, то можно определить для него коэффициент восстановления ∇.

Тогда скорости после удара о буфер

$$V_ш = V_{ш0} - \frac{(1+\nabla)(V_{ш0}-V_{к0})}{1+\frac{m_ш}{m_к}}; \quad V_к = V_{к0} - \frac{(1+\nabla)(V_{ш0}-V_{к0})}{1+\frac{m_к}{m_ш}}.$$

В рассматриваемом примере примем $\nabla=0{,}95$ и $m_ш/m_к=0{,}11$.

Рассмотрим пушку с отводом пороховых газов, сконструированную по барабанной схеме. Схема такой гипотетической пушки, основанная на конструкциях, описанных в [7, 47, 49, 50], дана на рис. 6. 12.

Для осуществления полного цикла работы автоматики пушка имеет три газовых двигателя: 1) газовый двигатель, служащий

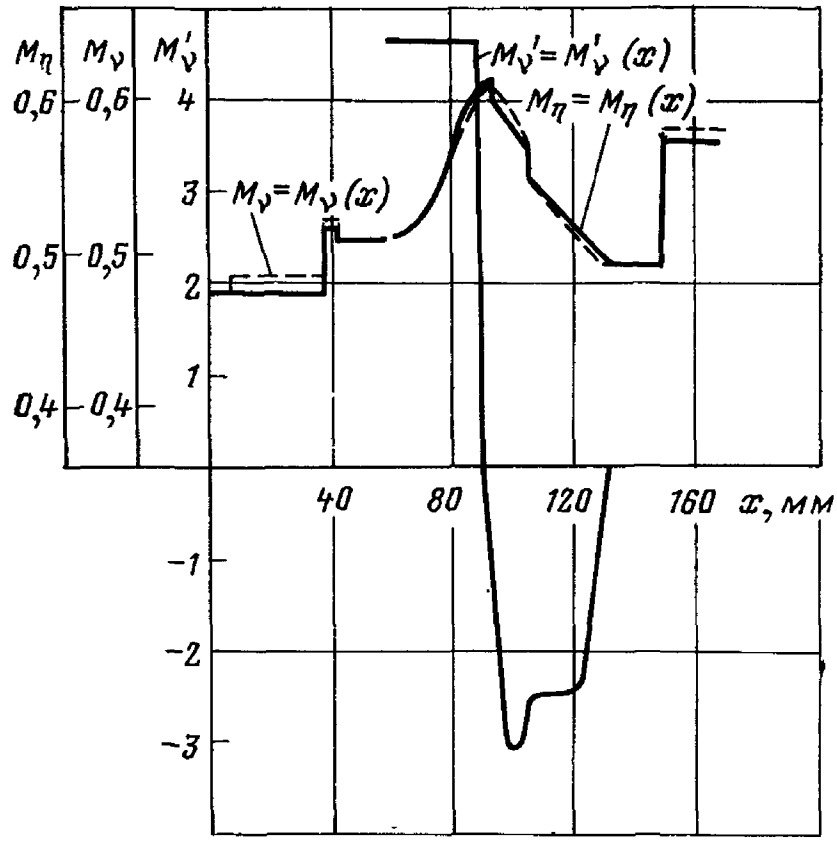

Рис. 6.8. Значения $M_\eta = M_\eta(x)$, $M_\nu = M_\nu(x)$ и $M'_\nu = M'_\nu(x)$

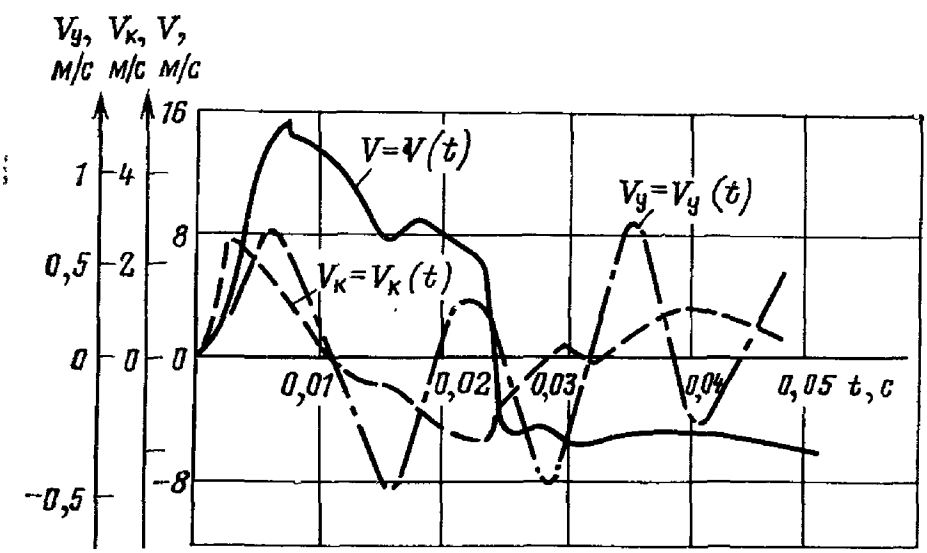

Рис. 6.9. Результаты расчета $V = V(t)$, $V_к = V_к(t)$ и $V_у = V_у(t)$

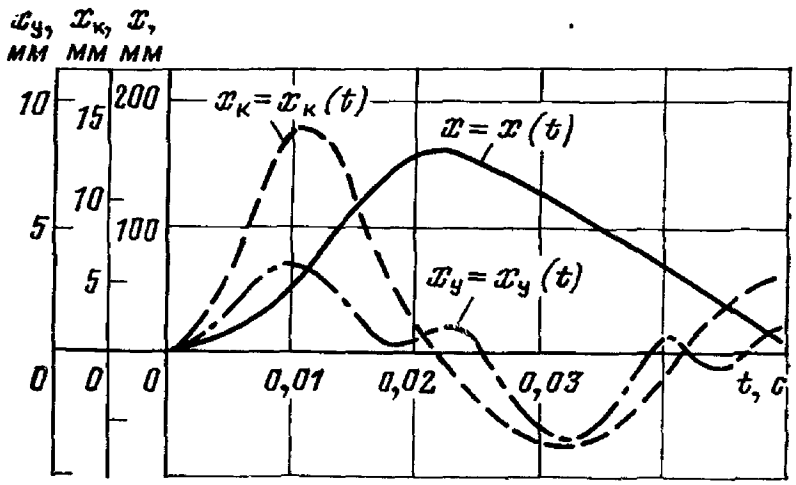

Рис. 6.10. Результаты расчета $x=x(t)$, $x_к=x_к(t)$ и $x_y=x_y(t)$

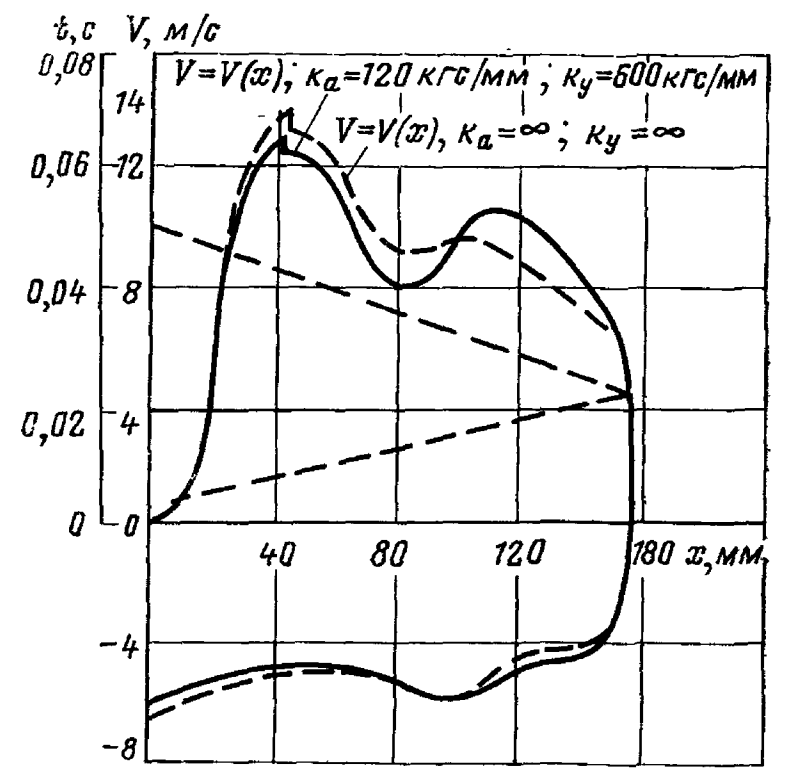

Рис. 6.11. Значения $V=V(x)$ при $k_a=\infty$; $k_y=\infty$ и $k_a=120$ кгс/мм; $k_y=600$ кгс/мм

приводом для поворота барабана; 2) газовый двигатель досылателя патрона; 3) газовый двигатель экстракции гильзы.

Для решения задачи в качестве исходных систем уравнений можно принять следующие: для расчета внутренней баллистики — систему (2. 25); для расчета газовых двигателей — систему (2. 28); для расчета движения звеньев автоматики и перемещения пушки на амортизаторах в качестве исходной принята система (2. 17).

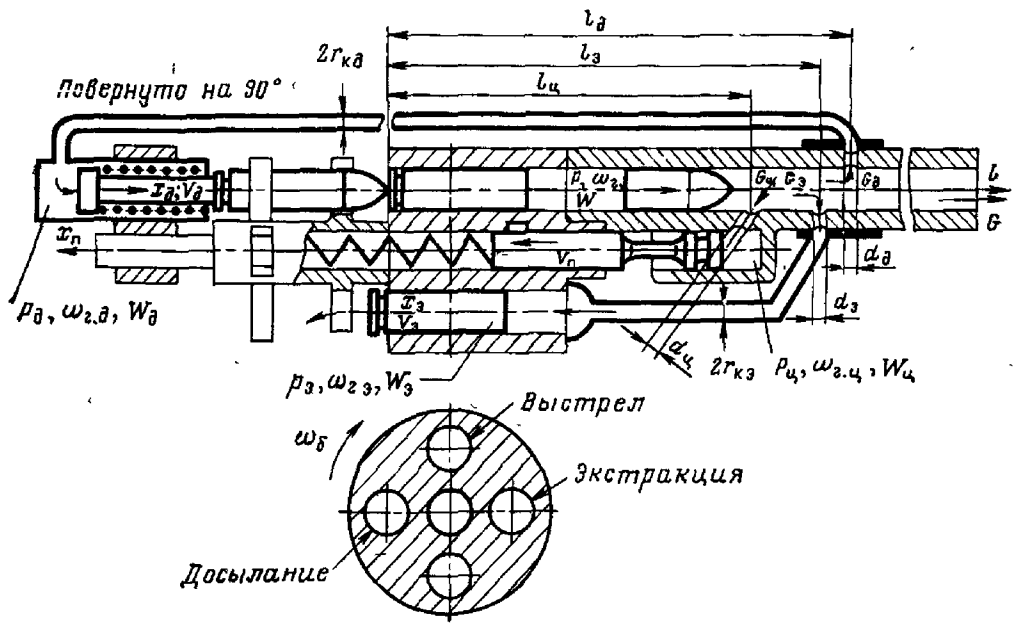

Рис. 6.12. Схема барабанной пушки

В итоге имеем следующую систему дифференциальных уравнений. Уравнения внутренней баллистики при $\xi_x=0$ из системы (2. 25).

Уравнения для газоотводного цилиндра из системы (2. 27) для $\dot{p}_ц$, для $\dot{W}_ц$ и для $\dot{\omega}_{г.ц}$. Уравнения движения автоматики из системы (2. 28)

$$\left.\begin{aligned}
&\dot{V}_п=\frac{\xi_4}{M_{пр}}(p_ц S_ц-\Pi\operatorname{sign}x-L_л\xi_л-\dot{x}_п^2 M_\Sigma-M_\eta\ddot{x}_к);\\
&\dot{x}_п=\xi_4 V_п;\\
&\dot{V}_к=\frac{1}{M_у}[\Pi_0-(k_а+k_у)x_у+k_а x_к];\\
&\dot{x}_к=V_к;\\
&\dot{V}_у=\frac{1}{M_у}[\Pi_0-(k_а+k_у)x_у+k_а x_к];\\
&\dot{x}_у=V_у.
\end{aligned}\right\}\qquad(6.4)$$

Уравнения для досылателя и экстратора, основанные на системах (2.27) и (2.28):

$$\left.\begin{aligned} p_д &= \xi_5\xi_{п.д}\frac{1}{W_д}\left[kG_д\frac{p_{0д}W_{0д}}{\omega_г} - kG_{д.з}\frac{p_д W_д}{\omega_{г.д}} - \right. \\ &\left. - \frac{(k-1)\nu_1\sigma_т F_д A}{R}p_д - kp_д\dot{W}_д\right]; \\ \dot{W}_д &= S_д\dot{x}_д;\ \omega_{г.д} = (G_д - G_{д.з})\xi_5;\ \dot{x}_д = \xi_{п.д}V_д; \\ \dot{V}_д &= \xi_5\xi_{п.д}\frac{p_д S_д - p_п\xi_п - \sum F_j - m_д\ddot{x}_к}{m_д}; \end{aligned}\right\} \quad (6.5)$$

$$\left.\begin{aligned} \dot{p}_э &= \xi_6\xi_{п.э}\frac{1}{W_э}\left[kG_э\frac{p_{0э}W_{0э}}{\omega_г} - kG_{э.з}\frac{p_э W_э}{\omega_{г.э}} - \right. \\ &\left. - \frac{(k-1)\nu_1\sigma_т A F_э}{R}p_э - kp_э\dot{W}_э\right];\quad \dot{W} = S_э\dot{x}_э, \\ \dot{\omega}_э &= \xi_6(G_э - G_{э.з});\ \dot{x}_э = \xi_{п.э}V_э;\ \dot{V}_э = \xi_6\xi_{п.д}\frac{p_э S_э - R_г - M_г\ddot{x}_к}{M_г}. \end{aligned}\right\} \quad (6.6)$$

В этих уравнениях параметры без индекса характеризуют движение снаряда в канале ствола и параметры газа в заснарядном пространстве; параметры с индексом «п» — движение поршня, приводящего во вращение барабан и параметры газа в газовом цилиндре, параметры с индексом «д» — движение досылателя и параметры газа в полости досылателя; параметры с индексом «э» — движение гильзы и усилие экстракции. Даиная система двадцати пяти дифференциальных уравнений должна быть дополнена еще рядом дополнительных уравнений. При расчете параметров газа в полости досылателя и при экстракции гильзы необходимо учесть охлаждение газа, протекающего по длинному газопроводу [40], и, как следствие, разницу энтальпий на входе и выходе газопровода. Для газового двигателя поворота барабана, имеющего короткий тракт, подобные потери можно не учитывать.

В уравнениях введем следующие обозначения: G — расход пороховых газов через дульный срез; $G_ц$ — расход газов из канала ствола в газовый двигатель поворота барабана; $G_{ц.з}$ — расход газов из газового двигателя (утечка в зазоры — G_1; стравливание газа в атмосферу — G_2); $G_д$ — расход газов из канала ствола в полость досылателя; $G_{д.з}$ — расход газов из полости досылателя ($G_з$ — утечка в зазоры; G_4 — стравливание газа в атмосферу); $G_э$ — расход газов из полостн ствола в экстрактор; $G_{э\,з}$ — расход газов из экстрактора.

Учитывая расход для каждой полости, получим следующие уравнения для G, G_1, G_2, $G_ц$, $G_{ц.з}$, $G_д$, $G_{д.з}$, $G_э$ и $G_{э.з}$.

Чтобы получить замкнутую систему, введем следующие уравнения:

$$T = pW/\omega_г R;$$

$$T_д = p_ц W_ц/\omega_{г.ц}R.$$

При учете потерь в длинном газопроводе (см. разд. 2.3) получим уравнения для досылателя $T_{0д}$, $b_{t\,д}$, $p_{0д}$ и для экстрактора $T_{0э}$, $b_{t\,э}$, $p_{0э}$.

При расчете газового экстрактора необходимо знать силу сопротивления гильзы при экстракции $R_г$:

$$R_г = \int_{x_г}^{m} 2\pi r_2 f p_{тек} dx.$$

Величина силы защемления определяется формулами:

$$\left.\begin{aligned} p_к &= \bar{p}_к - \frac{D\bar{r}}{3K_р}\varepsilon_z + \frac{M\sigma_e}{\sqrt{3}K_p}\ln\frac{1+\beta}{1+\alpha}; \\ \frac{N}{\pi r_1^2} &= D\bar{r}\varepsilon_z + \frac{M\sigma_e}{r_1^2}\frac{\beta-\alpha}{\gamma} + p - p_к(1+\bar{r}). \end{aligned}\right\} \qquad (6.7)$$

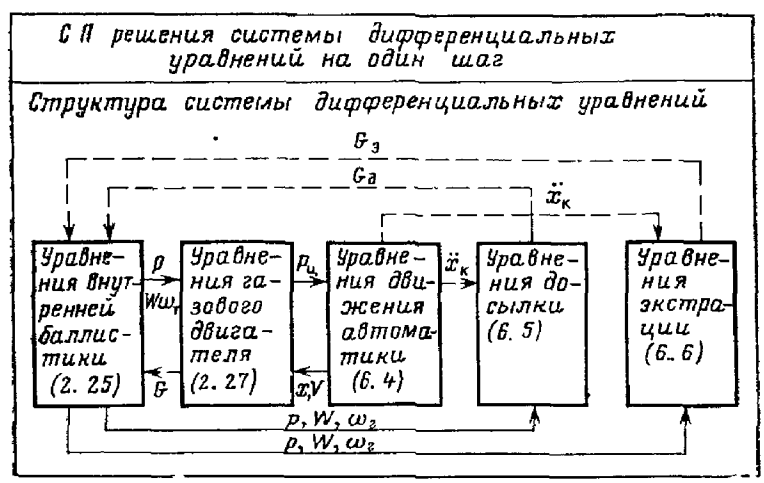

Рис. 6.13. Часть укрупненной блок-схемы для расчета барабанной пушки

Из системы (6. 7) находим $p_к$ — давление контакта между гильзой и патронником, а затем

$$u_{разгр} = \frac{r^2}{2E\bar{r}}\left[4(p_{max} - p_э) - \dot{p}_к(4+\bar{r}) - \frac{N - N_э}{\pi r_1^2}\right];$$

$$\delta R_1 = p_к / K_п.$$

Условия образования зазора определяют соотношениями: если $u_{разгр} - \delta R_1 > 0$, то $\Delta_к > 0$ и $p_{ост} = 0$, а условия образования натяга определяют, если $u_{разгр} - \delta R_1 < 0$, то $\Delta_к = \dfrac{p_{ост}}{K_п}$,

где

$$p_{ост} = p_к - \frac{4(p_{max} - p_э) - \dfrac{N}{\pi r_1^2}}{4 + \bar{r} + \dfrac{2E\bar{r}}{r_e K_п}}.$$

Кроме того, $\Delta_{тек} = \Delta_к - \varkappa x_г$ и $p_{тек} = \Delta_{тек} K_п$, где $x_г$ — длина выхода гильзы; $\varkappa$ — коэффициент конусности.

При определении приведенной массы штока для данной системы пользуемся зависимостью $M_{пр}=m_{ш}+\varkappa_б^2/\eta_б$, где $\varkappa_б=\omega_б/V_п$. Коэффициент $M_\Sigma=\frac{\varkappa_б}{\eta_б} I_б \varkappa'_б$.

При определении коэффициентов M_ν и M_η нужно учесть, что $\beta_б=0$. Поэтому $M_\nu \approx m_ш$ и $M_\eta \approx m_ш$.

Принципиальная укрупненная блок-схема остается такой же, как на рис. 6.4. На рис. 6.13 показана структурная связь между уравнениями, описывающими рассматриваемую барабанную систему.

Для решения системы уравнений на ЭВМ введены коэффициенты переключения ξ, значения которых определяются условиями работы того или иного механизма. Эти значения сведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Значения коэффициентов переключения команд

ξ	ξ_5		ξ_6		$\xi_{п\,i}$	
Значения	1	0	1	0	1	0
Условие	$l \geqslant l_{д.с}$	$l < l_{д.с}$	$l \geqslant l_э$	$l < l_э$	$x < x_i$	$x \geqslant x_i$

В табл. 6.1 $l_{д.с}$ — путь снаряда до газовода досылателя; $l_э$ — путь снаряда до газовода экстрактора; x_i — путь поршня устройства до сброса газов в атмосферу.

6.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ СИСТЕМ С ПОДВИЖНЫМ СТВОЛОМ

Автоматическое оружие с длинным ходом ствола в настоящее время практически не применяется. Под системами с подвижным стволом будем понимать системы с коротким ходом ствола. Подробный анализ работы таких систем проведен в работе [40]. Для расчета движения автоматики при помощи ЭВМ в этом случае следует совместно решить систему уравнений внутренней баллистики (2.25) и систему уравнений движения автоматики (2.17). При наличии каких-либо газоотводных устройств необходимо уравнения (2.25) и (2.17) дополнить уравнениями, описывающими работу таких устройств. Рассмотрим, например, работу автоматики с коротким ходом ствола, схема которой приведена на рис. 1.10. В этой системе нет газоотводных устройств, поэтому в уравнениях (2.25) следует принять $\xi_i=0$, и так как смещение затвора начинается в периоде последействия, то можно считать, что $\xi_x=0$. Обратная связь между системами уравнений (2.25) и (2.17) практически отсутствует, и поэтому можно их решать независимо. Для решения ОЗВБ можно интегрировать уравнения (2.25) при $\xi_i=0$

и $\xi_x=0$ или использовать другие методы [12, 35, 40]. При работе системы, приведенной на рис. 1. 10, после выстрела ствол и ударник затвора, имеющие соответственно массы m_c и $m_з$, сцепленные под действием силы давления пороховых газов pS, откатываются назад, сжимая возвратные пружины ствола и ударника, усилия которых соответственно $П_c$ и $П_з$. После прохождения стволом короткого пути начинает действовать ускоритель отката, перемещающий затвор относительно ствола. При этом затвор начинает открываться. В конце работы ускорителя происходит окончательное отделение затвора от ствола, и они продолжают двигаться независимо. Во время отката может работать механизм подачи с приводом, например, от ствола. После прихода затвора в заднее положение он становится на автоматическое шептало, ожидая, когда ствол, придя в переднее положение, выключит шептало, и затвор начнет двигаться вперед. Во время движения ствола вперед также может работать привод подачи.

Для проведения сравнительного анализа примем, что наша система может находиться на жесткой или на упругой установке, с которой соединена через амортизатор. Проводя сравнительные расчеты при различных амортизаторах, можно выявить влияние амортизации на работу автоматики.

Рассмотрим характерные участки работы автоматики при откате: 1) от момента начала движения откатных частей до начала работы ускорителя; 2) период работы ускорителя; 3) период раздельного движения ствола и ударника затвора. Выберем за основное звено ствол и перепишем систему уравнений (2. 17) для нашего случая:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{x}_c &= \frac{pS - П - \dot{x}_c^2 M_\Sigma - \ddot{x}_к M_\eta}{M_{пр}}; \quad \dot{x}_c = V_c; \\ \ddot{x}_к &= \frac{P_{ор} - \dot{x}_c^2 M'_у - \ddot{x}_c M_у}{M_{ор}}; \quad \dot{x}_к = V_к; \\ \ddot{x}_у &= \frac{П_у}{M_у}; \quad \dot{x}_у = V_у. \end{aligned}\right\} \qquad (6.8)$$

В качестве уравнения для ударника затвора примем для участка совместного движения $\dot{x}_з=\dot{x}_c$; $\ddot{x}_з=\ddot{x}_c$ (6. 9а); для участка работы ускорителя $\dot{x}_з=v_з\dot{x}_c$; $\ddot{x}_з=\ddot{x}_c v_з+\dot{x}_c^2 v_з'$ (6. 9б) и для участка раздельного движения

$$\ddot{x}_з = \frac{П_з - m_з \ddot{x}_к}{m_з}; \quad \dot{x}_з = V_з. \qquad (6.9в)$$

В уравнениях (6. 8) и (6. 9) (см. разд. 2. 2)

$$П = П_c + \frac{v_з}{\eta_з} П_з - F_c \operatorname{sign} \dot{x}_c - \sum \frac{v_i}{\eta_i} P_i,$$

где $\nu_з$ — передаточное число от ударника к стволу; ν_i — передаточные числа от других звеньев, на которые действуют активные силы, например, $L_л$;

$$П_з = -П_{0з} - k_з x_з - F_з \operatorname{sign} \dot{x}_з,$$

где $F_з$ — сила трения ударника о направляющие.

$$P_{ор} = П_с + П_з - П_а \operatorname{sign} x_к - F_к \operatorname{sign} \dot{x}_к;$$

$$П_у = П_{0а} \operatorname{sign} x_к + k_а x_к - (k_а + k_у) x_у;$$

$$M_{пр} = m_с + \frac{\nu_з^2}{\eta_з} m_з + \sum \frac{\nu_i^2}{\eta_i} m_i + \sum \frac{\varkappa_s^2}{\eta_s} I_s,$$

где m_i, I_s — массы и моменты инерции деталей, соединенных со стволом различными приводами, в том числе разворачивающегося затвора и ускорителя. Значения коэффициентов уравнений:

$$M_Σ = \frac{\nu_з}{\eta_з} m_з \nu'_з + \sum \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \nu'_i + \sum \frac{\varkappa_s}{\eta_s} I_у \varkappa'_у.$$

Ускоритель расположен так, что $\beta_у = 90°$ и $\sin \beta_у = 1$, а для затвора $\beta_з = 0$ и $\sin \beta_з = 0$.

Поэтому

$$M_\eta = m_с + \frac{\nu_з}{\eta_з} m_з + \sum \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \cos \alpha_i + \frac{\varkappa_у}{\eta_у} \frac{I_у}{r_у} \sin \gamma_у;$$

$$M_\nu = m_с + \nu_з m_з + \sum \nu_i m_i \cos \alpha_i + \varkappa_у \frac{I_у}{r_у} \sin \gamma_у;$$

$$M'_\nu = m_з \nu'_з + \sum \nu'_i m_i \cos \alpha_i + \varkappa'_у \frac{I_у}{r_у} \sin \gamma_у,$$

где $\varkappa_у$ — передаточное число от ускорителя к стволу; $I_у$ — момент инерции ускорителя; $\gamma_у$ — угол наклона ускорителя; $r_у$ — радиус инерции ускорителя.

В формулах для коэффициентов уравнений при практических расчетах можно принимать $I_у \approx 0$. При газовом тормозе (накатнике) в уравнения движения автоматики будет входить сила $p_т S_т$. Уравнения для газового тормоза (накатника) определяются системой уравнений (2.28): $\dot{p}_т$; $\dot{W}_т$ и $\dot{\omega}_т$.

После введения коэффициентов переключения ξ в уравнения движения автоматики, отвечающих циклограмме, решение можно провести на ЭВМ в соответствии с блок-схемой (рис. 6.14). Обозначения блоков те же, что и на рис. 6.1 и 6.4.

Пример 6.2. Рассчитать движение автоматики 25-мм автоматической пушки, схема которой приведена на рис. 1.10. Баллистические характеристики те же, что и в примере 6.1.

Основные массы механизма автоматики: $m_с = 1{,}3$ кгс·с²/м; $m_з = 0{,}2$ кгс·с²/м; $m_{под} = 0{,}15$ кгс·с²/м.

Характеристики пружин: $П_с = 100 + 0{,}4x_с$; $П_з = 20 + 0{,}3x_з$; $П_{буф.с} = 450 + 33x_с$.

Усилие от ленты $L_л = 2 + 26V_с$.

Усилие сопротивления гильзы при экстракции

$$R_г = 2\pi r_2 f\,(l_г - x_з + x_с)\,p_{ост}.$$

На рис. 6.15 приведена циклограмма и значения $v=v(x_с)$ и $\eta=\eta(x_с)$ для ударнка затвора и патроноподающего механизма.

На рис. 6.16 приведена схема рычажно-кулачкового ускорителя для рассматриваемой системы. В соответствии со схемой

$$v_з = \frac{b\sin\alpha}{a\sin\varphi} \text{ и } \eta_з = \frac{(a - fr_1)\,[(1-f^2)\sin\varphi - 2f\cos\varphi]\,b\sin\alpha}{(b - fr_2)\,[(1-f^2)\sin\alpha + 2f\cos\alpha]\,a\sin\varphi}.$$

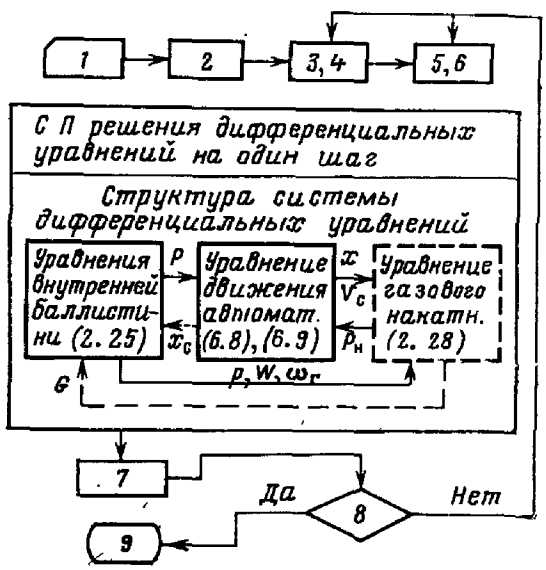

Рис. 6.14. Блок-схема для расчета системы с коротким ходом ствола

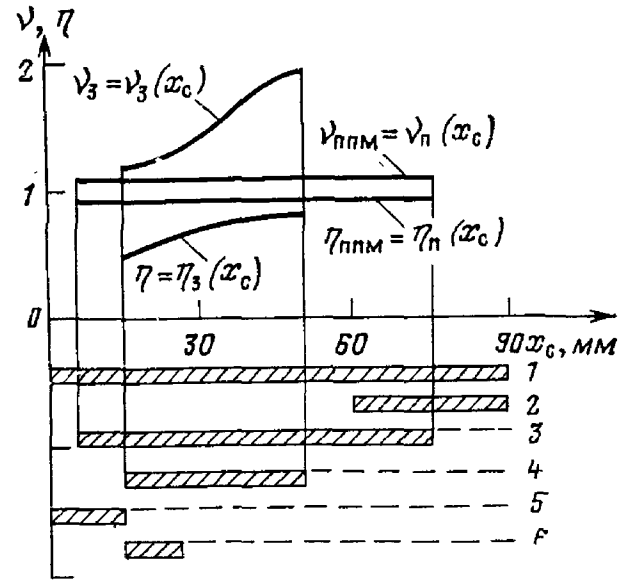

Рис. 6.15. $v=v(x_с)$ и $\eta=\eta(x_с)$ для звеньев системы с коротким ходом ствола:

1—путь ствола; *2*—работа буфера; *3*—подача; *4*—работа ускорителя; *5*—движение ударника со стволом; *6*—разворот затвора

Пренебрегая по сравнительной малости величиной f^2, получим после преобразований

$$\eta_з = \frac{b\,(a - fr_1)\,(1 - 2f\operatorname{ctg}\varphi)}{a\,(b - fr_2)\,(1 + 2f\operatorname{ctg}\alpha)}.$$

Если в начальный момент $v_з > 1$, то включение ускорителя в работу происходит с ударом. В этом случае необходимо пользоваться зависимостями разд. 3.5. Зависимостями этого же раздела следует пользоваться, если с ударом начинается разворот затвора относительно ударника.

В результате анализа работы построены зависимости для $M_{пр}$, $M_Σ$, M_v и M_η (рис. 6.17). Расчет будем вести для пушки, укрепленной на жестком, а затем на упругом лафете через амортизатор, усилие которого $П_а = 200 + 100x_к$ (исходные характеристики лафета из примера 6.1). Изменение параметров движения ствола, затвора и короба при граничных ударах и при включении отдельных механизмов определяется в соответствии с зависимостями разд. 3.4.

Результаты расчета в виде графика $x=x(t)$ даны на рис. 6.18. Анализ результатов расчета при различных $k_а$ и $k_у$ показывает на очень существенное влияние амортизации при работе автоматики в системах с коротким ходом ствола.

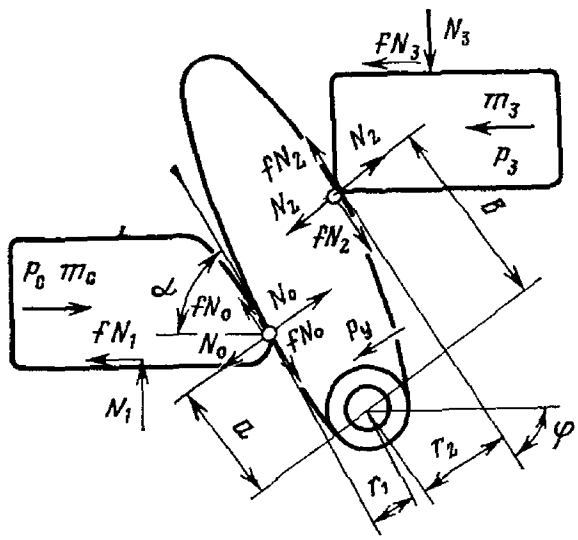

Рис. 6 16. Схема рычажио-кулачкового ускорителя

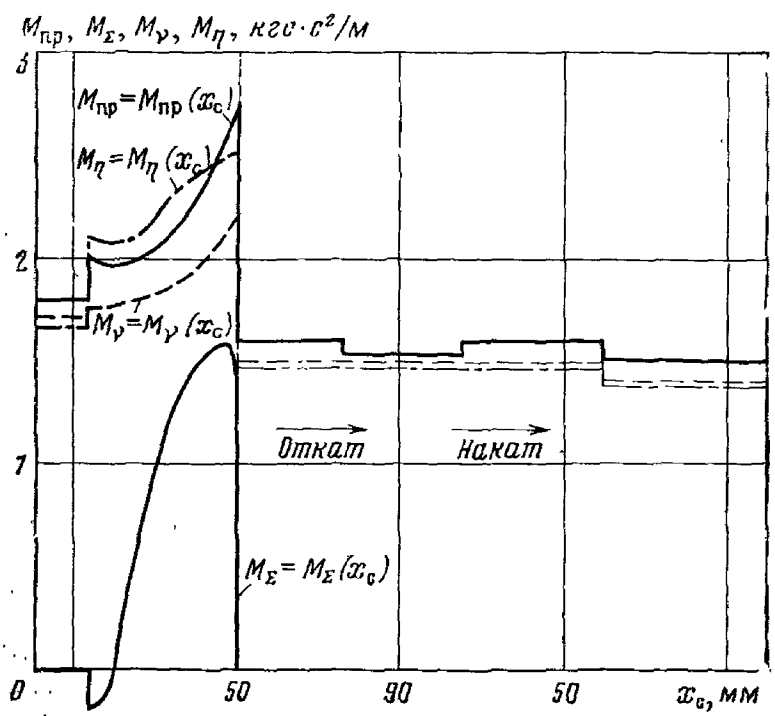

Рис. 6.17. Значения $M_{пр}$, M_Σ, M_ν и M_η для системы с коротким ходом ствола

Момент отрыва затвора от ускорителя и переход от уравнения (6.9 б) к уравнению (6.9 в) можно установить в соответствии с зависимостями разд. 3.3. Этот отрыв наступит при $(j_c) < (j_з)_c$, т. е. при

$$\frac{-\Pi_c + R_г - F_c}{m_c} < \frac{1}{\nu_з m_з}\left(pS - R_г - \Pi_з - F_з - m_з \dot{x}_з^2 \nu'_з\right).$$

В этот момент происходит внезапное уменьшение приведенной массы ствола и начинается раздельное движение ствола и затвора.

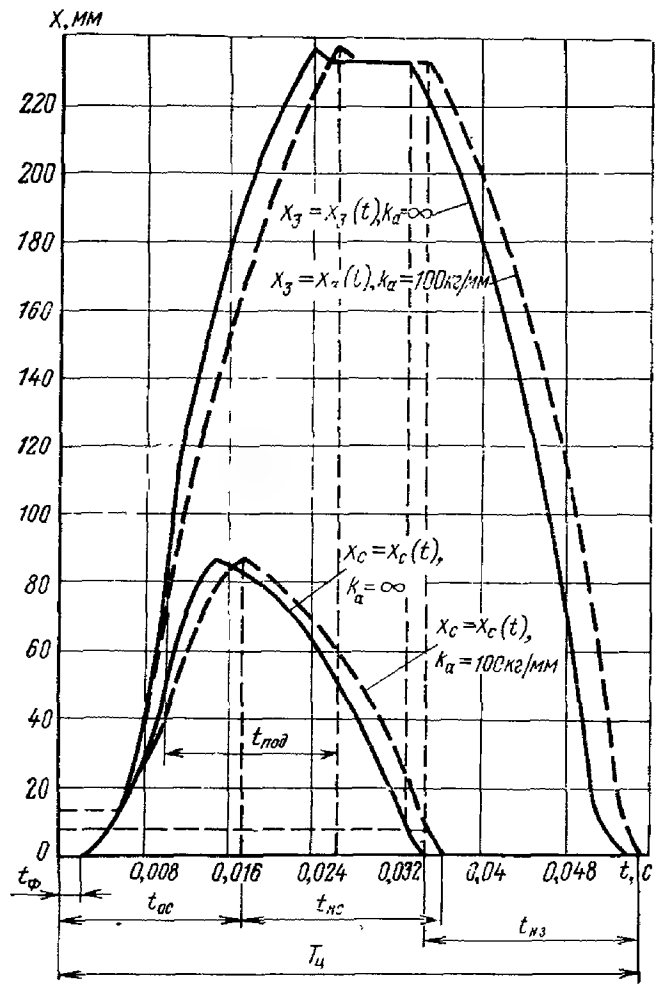

Рис. 6.18. Полная циклограмма для системы с коротким ходом ствола

Если включение в работу ускорителя начинается при $\nu_з > 1$, то происходит удар. При этом для расчета следует пользоваться зависимостями разд. 3.4.

6.4. РАСЧЕТ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ ПРИ НАЛИЧИИ НАДУЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Надульные устройства, работающие в периоде последействия, практически не меняют давление на дно канала ствола и время периода последействия. Их влияние обусловливается реакцией надульного устройства на действие отводимых пороховых газов. Изменение полной реакции потока в надульном устройстве [40]:

$$\Delta R = (\alpha - 1) R = (\alpha - 1) S p_{дн} e^{-t/b}\left(1 + \frac{1}{\beta - 0{,}5} e^{-t/b}\right).$$

Сила, действующая на дно канала ствола, снабженного надульным устройством,

$$P_{\text{у}}=Sp_{\text{дн}}\mathrm{e}^{-t/b}\left(\alpha+\frac{\alpha-1}{\beta-0{,}5}\,\mathrm{e}^{-t/b}\right). \qquad (6.10)$$

Импульс силы давления на дно канала ствола, снабженного надульным устройством, в периоде последействия.

$$\Delta I=\int_0^{t_{\text{п}}}P_{\text{д}}dt=(\alpha\beta-0{,}5)\frac{\omega v_{\text{д}}}{g}. \qquad (6.11)$$

Методика определения α для различных типов надульных устройств приведена в [35, 40, 4].

При учете влияния надульных устройств на работу автоматики необходимо учитывать особенности работы различных схем. В системах с отдачей затвора на движение затвора надульное устройство непосредственного влияния оказывать не будет. Надульное устройство, закрепленное на стволе, неподвижно соединенном с кожухом оружия, будет действовать на него. При этом в выражение для $P_{\text{ор}}$ будет входить

$$P_{\text{кн}}=Sp_{\text{дн}}\xi_{\text{з}}+(1-\xi_{\text{з}})Sp_{\text{дн}}\,\mathrm{e}^{-t/b}\left(\alpha+\frac{\alpha-1}{\beta-0{,}5}\,\mathrm{e}^{-t/b}\right). \qquad (6.12)$$

Если короб оружия жестко закреплен на лафете, эта сила не будет оказывать влияния на движение затвора. Если оружие соединено с установкой через амортизатор, то сила $P_{\text{кн}}$ будет влиять на движение затвора из-за подвижности короба.

В системах с неподвижным стволом и отводом пороховых газов влияние надульного устройства аналогично, но более существенно, так как до момента открывания затвора подвижные части перемещаются совместно с кожухом, пока не произойдет отпирания затвора. Влияние надульного устройства на амортизацию оружия можно учесть через $P_{\text{кн}}$ или, если это удобнее, через импульс

$$I=\frac{q+\alpha\beta\omega}{g}v_0, \qquad (6.13)$$

или $I=I_{\text{д}}+\Delta I$.

Составляющей $P_{\text{ор}}$ в этом случае является сила $P_{\text{кн}}$, известным образом влияющая на $x_{\text{к}}$ и, следовательно, на движение автоматики.

В системах с коротким ходом ствола усилие $P_{\text{кн}}$ определяющим образом влияет на движение подвижных частей автоматики.

Для таких систем $P_{\text{кн}}$ (6.12) является непосредственной составляющей $P_{\text{авт}}$. На движение кожуха $P_{\text{кн}}$ будет оказывать влияние через пружины и граничные удары.

Для ствола уравнение движения будет иметь вид

$$\ddot{x}_c = \frac{P_{кн}}{M_{пр}} - \frac{R_т}{M_{пр}}, \text{ где } R_т = П + \dot{x}_c^2 M_\Sigma + \ddot{x}_к M_\eta.$$

Интегрируя, получим

$$\dot{x}_c = \dot{x}_{с.д} + \frac{\Delta I}{M_{пр}} + \frac{1}{M_{пр}} \int_0^t R_т dt;$$

$$x_c = x_{с.д} + \dot{x}_{с.д} t + \frac{1}{M_{пр}} \int_0^t dt \int_0^t R_т dt;$$

6.5. АНАЛИЗ РАБОТЫ АВТОМАТИКИ ПРИ СТРЕЛЬБЕ ОЧЕРЕДЬЮ

При проектировании современного автоматического оружия часто возникает необходимость определения условий устойчивой работы при стрельбе очередью. В общем случае механизм автоматики описывается N-системами нелинейных дифференциальных уравнений (см. разд. 3.3, 6.1, 6.2, 6.3), которые могут быть приведены к виду

$$\dot{x}_i^j = X_i^j(t, x_1^j, \ldots x_{nj}^j) \ (i = 1, 2, \ldots, nj; \ j = 1, 2, \ldots, N). \qquad (6.14)$$

Переход от описания p-й системой к описанию q-й системой этих уравнений происходит при выполнении одного из условий, соответствующих включению и выключению отдельных механизмов и узлов оружия, скачкообразным изменениям отдельных параметров механизма и т. п. При переходе от описания движения p-й системой уравнений (6.14) к описанию q-й системой значения новых переменных x_1^q, $x_2^q, \ldots, x_{nq}^q$ в момент перехода t определяются через значения старых переменных x_1^p, $x_2^p, \ldots, x_{np}^p$. Если рассматривать j-ю систему уравнений (6.14) изолированно, то ей соответствует некоторое фазовое пространство $\Phi_{n,\,j+1}$ переменных $x_1, x_2, \ldots, x_{nj}$ и t. Благодаря условиям перехода фазовая точка может находиться только в некоторой части пространства переменных x_1^j, $x_2^j, \ldots, x_{nj}^j$, t.

Область, определяемую этими условиями, обозначим через Φ^j. Согласно дифференциальным уравнениям (6.14) область Φ^j разбивается на траектории, каждая из которых при неограниченном возрастании времени t либо остается в ней, либо утыкается в одну из граничных поверхностей.

Фазовое пространство всей рассматриваемой системы состоит из объединения областей Φ^1, $\Phi^2, \ldots, \Phi_q^N$. Переход фазовой точки из одной области Φ^p в другую Φ^q осуществляется при достижении точкой границы области Φ^p.

Теперь под фазовым пространством рассматриваемой системы будем понимать «склеенные» описанным образом по отождествленным точкам области Φ^1, $\Phi^2, \ldots, \Phi^N$.

Установление структуры разбиения фазового пространства на траектории является одной из основных задач анализа рассматриваемой системы. Разбиение на траектории позволяет определить существование и устойчивость установившихся режимов, оценить величины областей притяжения этих режимов в фазовом пространстве, определить качество переходных процессов и характер вынужденных движений. При исследовании влияния параметров системы на ее свойства можно выбрать значения параметров, являющиеся оптимальным с точки зрения предъявляемых к динамическому поведению системы требований при заданной структуре.

В группе методов фазового пространства особое положение занимает метод точечных отображений, получивший развитие в работах А. А. Андронова и Ю. И. Неймарка [5, 34]. Для исследования ряда вопросов циклической работы в автоматическом оружии этот метод был использован Б. М. Подчуфаровым [38, 39].

Методы, связанные с изучением фазового пространства, в том числе метод точечных отображений, наиболее эффективны, если задача исследуется на фазовой плоскости.

При повышении порядка системы ($n \geqslant 3$) методы фазового пространства при аналитическом исследовании практических задач становятся слишком сложными. Практически трудности исследования методом точечных отображений многомерных пространств могут быть преодолены с помощью вычислений на ЭВМ.

Использование метода точечных отображений неразрывно связано с понятиями секущей поверхности (поверхности без контакта).

Так как предполагается, что для дифференциальных уравнений (6.14) соблюдаются теорема единственности решения и непрерывной зависимости от начальных условий, фазовые траектории системы порождают на секущей поверхности S некоторое непрерывное точечное отображение T, ставящее в соответствие любой точке M поверхности S ближайшую, следующую за M, точку $\bar{M}$ пересечения с поверхностью S фазовой траектории.

Задачи изучения структуры динамической системы, описываемой дифференциальными уравнениями, и точечного отображения, порождаемого фазовыми траекториями динамической системы на секущей поверхности эквивалентны. Прежде всего следует отметить хорошо известную и широко используемую связь между периодическими решениями дифференциальных уравнений и неподвижными точками соответствующего отображения секущей поверхности. При этом орбитно устойчивому и орбитно неустойчивому периодическому решению отвечает соответственно устойчивая или неустойчивая неподвижная точка (цикл неподвижных точек).

Если замкнутая фазовая траектория Г, отвечающая некоторому периодическому движению, пересекает секущую поверхность в конечном числе точек M_0^*, M_1^*,..., M_{m-1}^* и, наконец, снова в точке

M_0^*, это означает, что каждая из точек M_0^*, $M_1^*, \ldots, M_{m-1}^*$ является m-кратной неподвижной точкой отображения T. Таким образом, периодические решения и циклы неподвижных точек находятся во взаимно однозначном соответствии. Указанные движения реализуются в установившемся режиме при амортизации автоматического оружия по многоцикловой схеме ($n \geqslant 2$).

Отображением сдвига T_τ динамической системы, описываемой дифференциальными уравнениями, называется точечное отображение, ставящее в соответствие каждой точке фазового пространства точку, в которую эта точка перейдет согласно дифференциальным уравнениям спустя время τ. Очевидно, что задание оператора сдвига T_τ при всех τ определяет фазовые траектории динамической системы. При использовании этого метода для изучения конкретных систем автоматического оружия весьма существенную роль играет выбор способа построения точечного отображения.

Отыскание точечных отображений одной поверхности без контакта в другую упирается в интегрирование дифференциальных уравнений движения. Предположим, что у дифференциальных уравнений

$$\dot{x}_i = X_i(x_1, x_2, \ldots, x_n; t) \quad (i = 1, 2, \ldots, n) \tag{6.15}$$

имеется общее решение вида

$$x_i = \varphi_i(t; x_1^0, x_2^0, \ldots, x_n^0, t^0) \quad (i = 1, 2, \ldots, n), \tag{6.16}$$

где $x_1^0, x_2^0, \ldots, x_n^0$ — начальные значения фазовых переменных $x_1, x_2, \ldots, x_n$ при $t = t^0$.

Пусть в пространстве Φ_{n+1} переменных $x_1, x_2, \ldots, x_n; t$ имеются две поверхности без контакта S и $\bar{S}$, и пусть фазовая траектория, выходящая из некоторой точки $M \in S$, пересекает в точке $\bar{M}$ поверхность $\bar{S}$. Согласно (6.16) между координатами $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \ldots, \bar{x}_n; \bar{t}$ точки $\bar{M}$ и координатами $x_1, x_2, \ldots, x_n; t$ точки M имеют место соотношения вида

$$\bar{x}_i = \varphi_i(\bar{t}; x_1, x_2, \ldots, x_n, t) \quad (i = 1, 2, \ldots, n), \tag{6.17}$$

к которым могут быть еще присоединены соотношения

$$S(x_1, x_2, \ldots, x_n; t) = 0; \quad \bar{S}(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \ldots, \bar{x}_n; \bar{t}) = 0, \tag{6.18}$$

выражающие принадлежность точек M и $\bar{M}$ поверхностям S и $\bar{S}$.

Уравнения (6.17) и (6.18) определяют точечное отображение Γ поверхности S в $\bar{S}$. В частном случае, когда поверхности S и $\bar{S}$ представляют собой гиперболические плоскости, на которых время t равно соответственно t^0 и $\bar{t}^0$, уравнения преобразования T упрощаются:

$$x_i = \varphi_i(\bar{t}^0; x_1, x_2, \ldots, x_n; t^0) \quad (i = 1, 2, \ldots, n).$$

Если в соотношениях (6. 17) положить $\bar{t}=t+\tau$, где τ — некоторая фиксированная величина, то они определят в фазовом пространстве Φ_{n+1} отображение сдвига T_τ:

$$\bar{x}_i=\varphi_i(t+\tau;\ x_1,\ x_2,\ \ldots,\ x_n;\ t). \qquad (6.19)$$

Заметим, что для автономных дифференциальных уравнений (6. 15) правые части формул преобразования (6. 18) фактически не зависят от t, и они принимают вид

$$\bar{x}_i=\varphi_i(\tau;\ x_1\ x_2,\ \ldots,x_n).$$

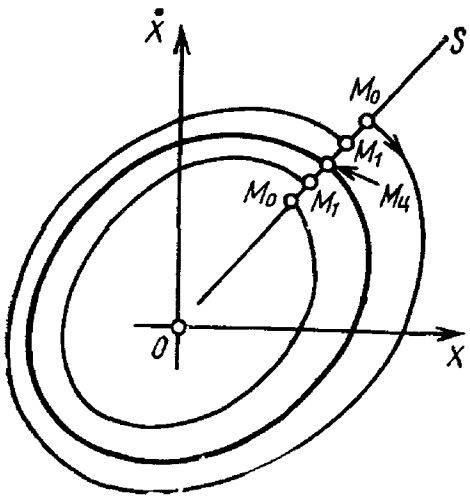

Рис. 6.19. Фазовые траектории и точечные отображения

Если порядок исследуемой системы $n=2$, то секущая поверхность превращается в секущую (без касания) кривую S (в частности, прямую). В этом случае (рис. 6.19) на фазовой плоскости находится отрезок S, не содержащий точек касания с фазовыми траекториями. Если фазовая траектория, выходящая из точки M_0 возвращается в точку M_1, то под точечным преобразованием T отрезка S будет понимать оператор $M_1=T\{M_0\}$.

Точку M_1 можно преобразовать в точку M_2:

$$M_2=T\{M_1\}=T^2\{M_0\}.$$

Если на фазовой плоскости имеется точка M^*, которую преобразование T переводит самое в себя

$$M^*=T(M^*),$$

то эта точка лежит на предельном цикле.

Пусть преобразование T кривой S в себя имеет вид

$$\bar{x}=T(x).$$

Эта функция $T(x)$ называется функцией последования или функцией соответствия.

Неподвижная точка M^* отображения T определяется уравнением

$$x^*=T(x^*).$$

Это условие определяет условие пересечения функции $T(x)$ с биссектрисой координатного угла ($\bar{x}=x$). Диаграмма функции последования (рис. 6. 20) определяет характер цикла. Если преобразование отводит точку M от M^* (рис. 6. 20, *а*), то цикл неустойчив. Если преобразование T приближает точку M к M^*, то предельный цикл устойчив (рис. 6. 20, *б*). На рис. 6. 20, *в* показана диаграмма для полуустойчивого цикла.

Проиллюстрируем применение изложенных положений на примере. Допустим, что работа механизма автоматики упрощенно описывается расчетной схемой, приведенной на рис. 6.21, *а*. Перед стрельбой звено механизма массой m находится в переднем поло-

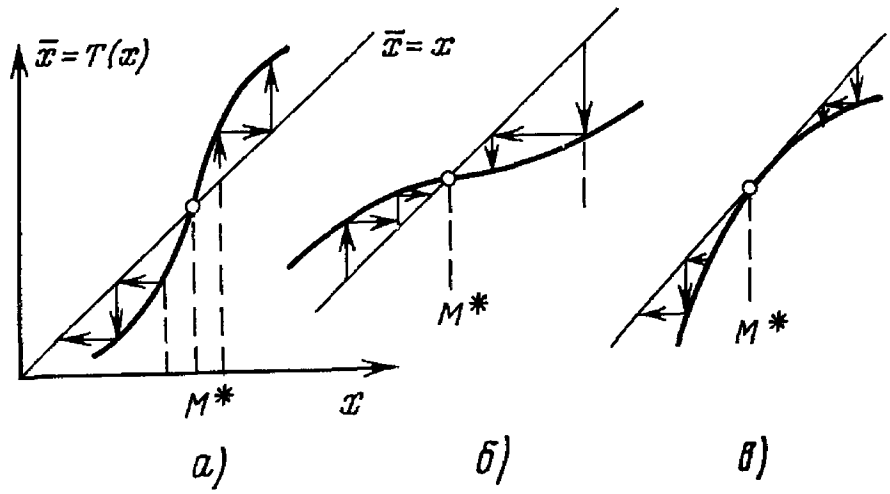

Рис. 6.20. Функция последования для циклов различных типов

жении и неподвижно. В результате первого выстрела ему мгновенно сообщается скорость I/m, где I — импульс двигателя автоматики. С этой скоростью основное звено начинает откатываться и движется при действии силы сопротивления возвратной пружины с жесткостью k и силы трения в направляющих, пропорциональной силе сжатия возвратной пружины. Откат продолжается до удара в

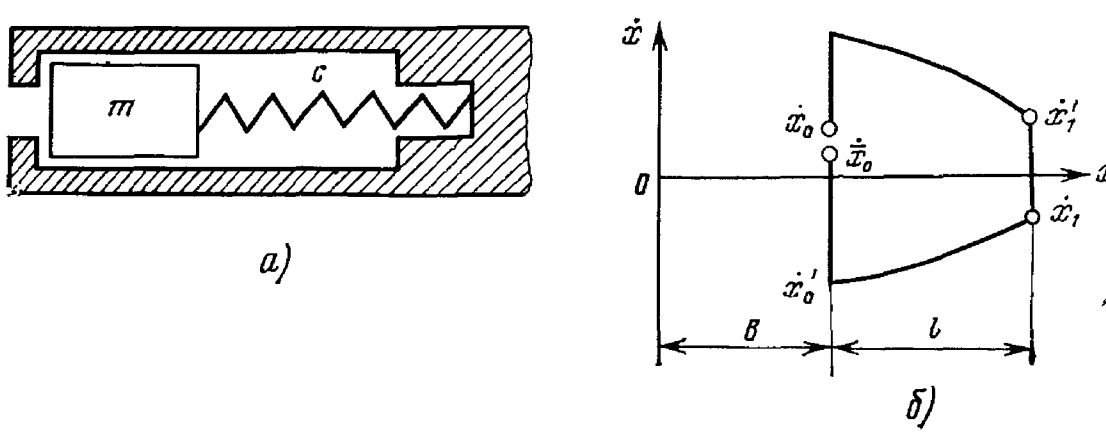

Рис. 6.21. Схема механизма для исследования его работы методом точечных отображений

заднем положении, после чего происходит накат и удар в переднем положении. Если коэффициент восстановления скорости ∇ при ударе в переднем положении равен нулю, например, при наличии защелки противоотскока, то основное звено перед вторым выстрелом остановится, и движение звена после него будет происходить

аналогично движению после первого выстрела. Таким образом, в этом случае движение основного звена при всех выстрелах в очереди будет одинаково с движением после первого выстрела, и для исследования работы оружия достаточно рассмотреть первый выстрел.

При коэффициенте восстановления скорости ∇ в переднем положении, отличном от нуля, основное звено перед вторым и последующими выстрелами будет иметь скорость, не равную нулю.

Рассмотрим именно этот второй случай. Уравнение движения для рассматриваемой расчетной схемы (см. рис. 6.21) имеет вид

$$m\ddot{x}+k(1+\xi \operatorname{sign}\dot{x})x=0, \tag{6.20}$$

где ξ — приведенный коэффициент трения в направляющих основного звена.

Фазовое пространство системы, описываемой уравнением (6.20), двумерно и показано на рис. 6.21, *б*. Это фазовое пространство заключается между двумя прямыми $x=b$; $x=b+l$, так как имеются ограничивающие поверхности в переднем и заднем положении, где b — стрела предварительного поджатия возвратной пружины; l — длина хода основного звена.

Решения уравнения движения (6.11) имеют вид:
при $\dot{x}>0$

$$\left.\begin{aligned} x&=A_1\cos\omega_1 t+B_1\sin\omega_1 t;\\ \dot{x}&=-\omega_1 A_1\sin\omega_1 t+\omega_1 B_1\cos\omega_1 t;\end{aligned}\right\} \tag{6.21}$$

при $\dot{x}<0$

$$\left.\begin{aligned} x&=A_2\cos\omega_2 t+B_2\sin\omega_2 t;\\ \dot{x}&=-\omega_2 A_2\sin\omega_2 t+\omega_2 B_2\cos\omega_2 t,\end{aligned}\right\} \tag{6.22}$$

где

$$\omega_1^2=(1+\xi)\frac{k}{m}\ ;\quad \omega_2^2=(1-\xi)\frac{k}{m}\ . \tag{6.23}$$

Пусть перед некоторым выстрелом скорость основного звена будет $\dot{x}_0$, а в процессе движения после удара в переднем положении перед следующим выстрелом $\dot{\bar{x}}_0$.

Исследование данной системы методом точечных отображений сводится к изучению отображения линии $x=b$, $x\geqslant 0$ самой на себя, т. е.

$$\dot{\bar{x}}_0=T(\dot{x}_0). \tag{6.24}$$

Если $\dot{\bar{x}}_0>\dot{x}_0$, то движение по фазовой траектории для исходной системы соответствует расходящемуся процессу. Если $\dot{\bar{x}}_0<\dot{x}_0$, то движение соответствует сходящемуся процессу. Наконец, если $\dot{x}_0^*=\dot{\bar{x}}_0=\dot{x}_0$, то фазовая траектория замкнута и соответствует периодическому процессу. Нас в наибольшей мере инте-

ресует последний случай, так как он соответствует режиму работы оружия, который устанавливается при стрельбе очередью. Найдем функцию последования, определяемую выражением (6.24) для рассматриваемой системы. Отображение точки ($x=b$; $\dot{x}=\dot{x}_0$) в точку ($x=l$; $\dot{x}=\dot{x}_1'$) описывается уравнениями (6.21) при постоянных A_1 и B_1, определяемых начальными условиями, как $A_1=b$; $B_1=\dot{x}_0/\omega_1+I/m\omega_1$, и имеет вид

$$\begin{aligned} b+l &= b\cos\omega_1 t_1+(\dot{x}_0/\omega_1+I/m\omega_1)\sin\omega_1 t_1;\\ \dot{x}_1'/\omega_1 &= -b\sin\omega_1 t_1+(\dot{x}_0/\omega_1+I/m\omega_1)\cos\omega_1 t_1, \end{aligned} \tag{6.25}$$

где t_1 — время отката основного звена.

Из выражений (6.16) получим

$$(\dot{x}_1'/\omega_1)^2=(\dot{x}_0/\omega_1+I/m\omega_1)^2-(l^2+2lb). \tag{6.26}$$

Так как для производства перезаряжания оружия основное звено должно полностью откатываться на длину l, необходимо, чтобы $\dot{x}_1'\geqslant 0$. Используя выражения (6.26), (6.23), получим условие, связывающее параметры оружия в виде

$$(I/m)^2\geqslant(1+\xi)\frac{k}{m}(l^2+2lb), \tag{6.27}$$

так как при первом выстреле $\dot{x}_0=0$.

Для отображения (точки $x=l$; $\dot{x}=\dot{x}_1$) в точку ($x=b$; $\dot{x}=\dot{x}_0'$) в соответствии с выражениями (6.22) имеем

$$\begin{aligned} b &= (b+l)\cos\omega_2 t_2+\frac{\dot{x}_1}{\omega_2}\sin\omega_2 t_2;\\ \dot{x}_0'/\omega_2 &= -(b+l)\sin\omega_2 t_2+\frac{\dot{x}_1}{\omega_2}\cos\omega_2 t_2, \end{aligned} \tag{6.28}$$

где t_2 — время наката основного звена.

Из выражений (6.28) получим

$$\left(\frac{\dot{x}_0'}{\omega_2}\right)^2=\left(\frac{\dot{x}_1}{\omega_2}\right)+(l^2+2lb). \tag{6.29}$$

Следует отметить, что скорость $\dot{x}_0'$ не должна превышать определенной величины $V_{\text{пр}}$, которую находят из условий распатронирования. Отсюда имеем еще одно условие, связывающее параметры системы

$$\dot{x}_1^2+\frac{k}{m}(1-\xi)(l^2+2lb)\leqslant V_{\text{пр}}^2. \tag{6.30}$$

Доударные скорости связаны с послеударными соотношениями

$$\dot{x}_1=-\nabla_1\dot{x}_1';\quad \dot{x}_0=-\nabla\dot{x}_0'. \tag{6.31}$$

Условие (6.30) с учетом выражений (6.26) и (6.31) перепишется в виде

$$\nabla_1^2\left(\dot{x}_0+\frac{I}{m}\right)^2+\frac{k}{m}(1-\xi-\xi\nabla_1^2)(l^2+2lb)\leqslant V_{\text{пр}}^2,$$

а для функции последования в результате решения уравнений (6.26) и (6.29) совместно с выражениями (6.34) получим

$$\dot{\bar{x}}_0=\nabla\sqrt{\nabla_1^2\left(\dot{x}_0+\frac{I}{m}\right)^2+\frac{k}{m}(1-\xi-\xi\nabla_1^2-\nabla_1^2)(l^2+2lb)}. \quad (6.32)$$

Исследование неподвижных точек любого точечного отображения и их устойчивости основывается на принципе сжимающих отображений. Сущность этого принципа заключается в том, что сжимающее отображение имеет единственную неподвижную точку M^*, которая может быть найдена с любой степенью точности методом последовательных приближений согласно соотношению

$$M^m=TM^{m-1},$$

где M^0 — любая начальная точка, а M^{m-1} и M^m — соответственно $(m-1)$-е и m-е приближения неподвижной точки M^*.

Отображение T называется сжимающим в области G пространства E, если для любых точек M_1 и M_2 области G расстояние между преобразованными точками $\overline{M}_1=TM_1$ и $\overline{M}_2=TM_2$ меньше расстояния между исходными точками M_1 и M_2.

Используем принцип сжимающих отображений для рассматриваемого нами случая. Согласно этому принципу преобразование (6.32) имеет единственную неподвижную точку $\dot{x}_0^*$, и все остальные точки при последовательных применениях к ним преобразования T асимптотически приближаются к точке $\dot{x}_0^*$, если только для любых двух точек $\dot{x}_0^1$ и $\dot{x}_0^2$ имеет место неравенство

$$|f(\dot{x}_0^1)-f(\dot{x}_0^2)|<|\dot{x}_0^1-\dot{x}_0^2|, \quad (6.33)$$

для которого функция последования (6.32) представлена в сокращенном виде:

$$\dot{\bar{x}}_0=f(\dot{x}_0). \quad (6.34)$$

Из условия (6.33) при дифференцируемости функции $f(\dot{x}_0)$ следует, что

$$|df/d\dot{x}_0|<1 \quad (6.35)$$

и обратно, из выполнения условия (6.34) следует оценка вида (6.33).

Таким образом, если производная $f'(\dot{x}_0)$ удовлетворяет условию (6.35), то преобразование (6.34) прямой в прямую имеет единственную глобально устойчивую неподвижную точку.

Продифференцируем функцию (6.32). В результате получим

$$\frac{d\dot{\bar{x}}_0}{d\dot{x}_0}=\frac{\nabla_0\nabla_1\dot{x}_0}{\sqrt{\left(\dot{x}_0+\frac{I}{m}\right)^2+\frac{1-\xi-\xi\nabla_1^2-\nabla_1^2}{\nabla_1^2}(l^2+2lb)\frac{k}{m}}}.$$

При выполнении условия (6.27) очевидно, что отображение (6.32) сжимающее и имеет единственную глобально устойчивую неподвижную точку при любых параметрах системы.

Определим эту неподвижную точку $\dot{x}_0^*=\dot{\bar{x}}_0=\dot{x}_0$. Воспользовавшись уравнением (6.32) имеем

$$\dot{x}_0^*=\nabla_0\sqrt{\nabla_1^2\left(\dot{x}_0^*+\frac{I}{m}\right)^2+\frac{k}{m}(1-\xi-\xi\nabla_1^2-\nabla_1^2)(l^2+2lb)}.$$

Откуда получим

$$\dot{x}_0^*=\frac{I}{m}\times$$

$$\times\frac{\nabla_0^2\nabla_1^2+\sqrt{\nabla_0^2\nabla_1^2+(1-\nabla_0^2\nabla_1^2)\nabla_0^2(1-\xi-\xi\nabla_1^2-\nabla_1^2)\frac{km}{I^2}(l^2+2lb)}}{1-\nabla_1^2\nabla_1^2}.$$

При известном $\dot{x}_0^*$ нетрудно найти время цикла перезаряжания в установившемся режиме, используя первые уравнения из выражений (6.25) и (6.28): $T_д=t_1+t_2$.

ГЛАВА 7

ВЛИЯНИЕ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ АМОРТИЗАТОРА И УСТАНОВКИ НА КИНЕТИКУ АВТОМАТА. ВЫБОР АМОРТИЗАТОРА

7.1. НАЗНАЧЕНИЕ, ВИДЫ И УСТРОЙСТВО АМОРТИЗАТОРА

На корпус автоматического оружия при стрельбе действует сила отдачи. Если корпус оружия жестко закрепить на установке, то при работе газоотводных систем с неподвижным стволом сила отдачи будет приложена непосредственно к установке. Наиболее существенной составляющей силы отдачи в этом случае является сила давления пороховых газов на дно канала ствола. У оружия калибра 20-мм и выше максимальное расчетное значение этой силы превышает 10 тс. При таких усилиях требуется установка, обладающая значительной массой, а это несовместимо с требованиями, предъявляемыми к артиллерийскому вооружению.

Для того чтобы уменьшить значение сил, действующих на все элементы лафета, и уменьшить его упругие деформации, в конструкции лафета часто вводятся специальные элементы, обеспечивающие продольное смещение оружия при выстреле. Эти элементы называются амортизаторами. Как правило, крупнокалиберное оружие, автоматика которого работает на принципе отвода пороховых газов, ставится на амортизаторах. Автоматическое оружие, автоматика которого работает на принципе использования энергии отдачи, должно ставится на буферные крепления с соблюдением определенных условий при выборе характеристик амортизаторов, так как работа автоматики весьма сильно зависит от характеристик упругой опоры, на которой стоит это оружие.

Различные устройства крепления оружия на установках могут быть разделены на группы по двум признакам: 1) по зависимости развиваемой ими силы сопротивления $R(x, \dot{x})$; 2) по наличию в них специальных элементов, служащих для перевода части энергии отката в тепловую энергию. Основными элементами крепления оружия на установке являются упругие связи.

В настоящее время в качестве упругих элементов практическое применение получили цилиндрические винтовые пружины обычно с витками прямоугольного сечения. Наибольшее распространение получили амортизаторы, изображенные на рис. 7.1 и 7.2.

Если систему оружие — установка рассматривать как одностепенную, а усилие, действующее на оружие со стороны амортизаторов, обозначить через $\Pi(x, \dot{x})$, то уравнение движения оружия будет иметь вид

$$M_{\text{ор}}\ddot{x}+\prod(x, \dot{x})=P(t).$$

Усилие $\Pi(x, \dot{x})$ может зависеть от множества факторов, но в основном определяется конструкцией амортизаторов. Типичная конструкция амортизатора без демпфера показана на рис. 7. 1, *а*.

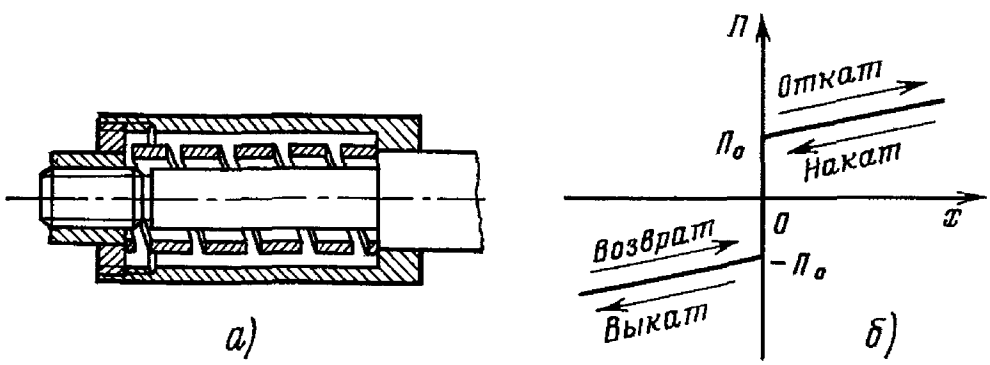

Рис. 7 1. Пружинный амортизатор двустороннего действия без демпфера и его силовая характеристика

При откате пушки шток движется вправо и пружина амортизатора сжимается между торцом гайки и буртиком корпуса. Смещение пушки вперед от среднего положения, называемое выкатом, также сжимает пружину, но теперь уже между буртиком штока и торцом втулки.

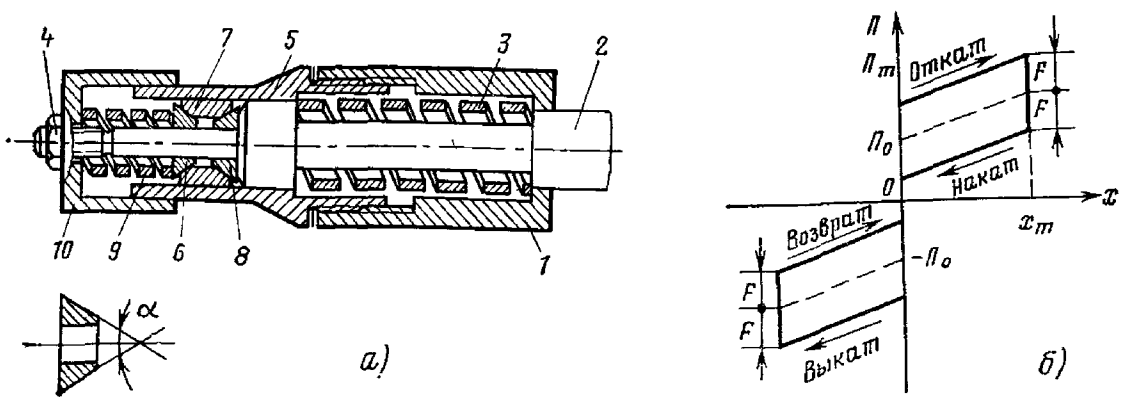

Рис. 7.2. Пружинный амортизатор двухстороннего действия с демпфером при $F=\text{const}$ и его силовая характеристика

Предварительное поджатие пружины амортизатора необходимо по двум причинам. Во-первых, оно дает возможность регулировать нагружение установки и, во-вторых, обеспечивает надежное удержание пушки до выстрела в положении статического равновесия. Полный ход пушки на амортизаторах (т. е. сумма макси-

мального отката и максимального выката) ограничен условиями безотказного питания оружия и составляет величину порядка 20—40 мм. С увеличением хода нужно увеличить и длину той части патронной ленты, которая участвует в продольном движении оружия на амортизаторах. В противном случае возможно заклинивание, или выход из строя ленты и появление задержек.

В амортизаторе без демпфера гашение колебаний оружия при стрельбе достигается за счет сил конструкционного трения в направляющих оружия на установке, а также за счет правильного согласования движения пушки на амортизаторах с работой механизма автоматики оружия. При таком согласовании происходит взаимная компенсация движения, вызванная различными силами, приложенными к кожуху оружия.

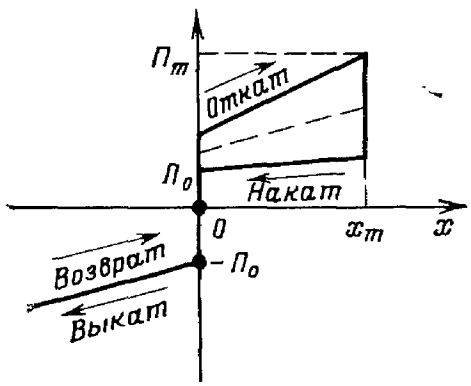

Рис. 7.3. Силовая характеристика пружинного амортизатора двустороннего действия с демпфером при $F=\text{var}$

Усилие, действующее на оружие со стороны рассмотренного выше амортизатора, записывается как

$$\prod(x)=\prod_0 \operatorname{sign} x+k_a x, \qquad (7.1)$$

где Π_0 — усилие предварительного поджатия; k_a — жесткость пружины амортизатора; sign — функция Кронекера.

График функции (7.1) представлен на рис. 7.1, *б*.

Типичная конструкция амортизатора с фрикционным демпфером, включая в себя обычный амортизатор, состоящий из корпуса *1*, штока *2*, пружины *3* и гайки *4*, приведена на рис. 7.2, *а*. Демпфер помещается в стакане *5*, о внутреннюю поверхность которого трется фрикцион *7*. Фрикцион прижимается к стакану конусами *6* и *8*. Разжимающее усилие создается в данной конструкции специальной пружиной *9*, усилие которой можно регулировать колпачком *10*, навернутым на конец штока. Здесь усилие, действующее на оружие со стороны амортизатора, можно представить в виде

$$\prod(x, \dot{x})=\prod_0 \operatorname{sign} x+k_a x+F \operatorname{sign} \dot{x}, \qquad (7.2)$$

где F — постоянная сила трения, меняющая знак при перемене направления движения. Графическая интерпретация этой функции дана на рис. 7.2, *б*. Очевидно,

$$F \approx 2f \prod_д \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2},$$

где $\Pi_д$ — усилие пружины демпфера; f — коэффициент трения между демпфером и корпусом; α — угол расклинивающей шайбы.

Если амортизатор (см. рис. 7.2) сделать таким, чтобы его пружина действовала непосредственно на втулку демпфера, то получим амортизатор с переменным усилием демпфера (рис. 7.3).

Усилие, действующее со стороны амортизатора на оружие, можно представить как

$$\prod(x, \dot{x}) = \left(1 + \xi \operatorname{sign} \dot{x} \frac{1 + \operatorname{sign} x}{2}\right)\left(\prod_0 \operatorname{sign} x + k_a x\right), \qquad (7.3)$$

где $\xi = 2f \operatorname{ctg} \alpha/2$ — коэффициент трения, приведенный к усилию сжатия пружины.

Анализ работы амортизаторов для систем с неподвижным и подвижным стволом проведен в работе [40].

7.2. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМАТА С УСТАНОВКОЙ. ИМПУЛЬСНО-СИЛОВЫЕ ДИАГРАММЫ

Характерной чертой подавляющего числа образцов современного автоматического оружия с отводом газов является то, что движение кожуха слабо влияет на работу автоматики, и сила отдачи определяется, в основном, силой давления пороховых газов на дно канала ствола. Это в первую очередь относится к многоствольным барабанным автоматическим пушкам. При этом для удобства аналитического исследования силу отдачи можно аппроксимировать функцией вида

$$P(t) = Pt\, e^{t/t_*}, \qquad (7.4)$$

где t_* — время достижения максимума силы отдачи.

Импульс силы $P(t)$ за полное время T:

$$I = \int_0^T P(t)\, dt = Pt_*^2 [1 - (1 + T/t_*)\, e^{-T/t_*}]. \qquad (7.5)$$

Отсюда определим P и, подставив его значение в (7.4), получим

$$P(t) = \frac{I}{t_*^2} \frac{t e^{-t/t_*}}{1 - (1 + T/t_*)\, e^{-T/t_*}}. \qquad (7.6)$$

Для оружия с темпом стрельбы $n \leqslant 10\,000$ выстрелов в минуту, что практически всегда имеет место,

$$P(t) = \frac{I}{t_*^2} t e^{-t/t_*}. \qquad (7.7)$$

Систему оружие — установка достаточно точно можно охарактеризовать такими параметрами как масса оружия M_{op}, жесткость узла крепления оружия на установке k_a, приведенная масса установки M_y и жесткость установки, приведенная к узлу крепления установки на носителе k_y. Эти параметры, обычно, определяются экспериментально, но для простых конструкций, сводимых к балкам, их можно найти расчетным путем.

Под массой оружия M_{op} понимается сумма массы автомата и приведенной массы узла крепления оружия на установке, равной приблизительно одной третьей его полной массы. Более точно приведенная масса узла крепления оружия к установке так же, как и приведенная масса установки M_y определяются при динамических испытаниях по первой частоте свободных колебаний. Жесткости k_a и k_y находятся по деформациям узлов крепления оружия и установки при их статическом нагружении.

Большую роль в динамике процессов взаимодействия оружия с установкой при стрельбе играют силы внутреннего и конструкционного трения. Колебания оружия на установке при наличии этих сил к некоторому выстрелу устанавливаются и становятся периодическими. Суммарные силы трения, действующие на оружие F_0 и в установке F_y, зависят от большого числа факторов, и учесть их в большинстве случаев можно лишь приближенно.

Движение системы оружие — установка описывается уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} M_0\ddot{x}+k_a x-k_a x_y=P(t)-F_0;\\ M_y\ddot{x}_y+(k_a+k_y)x_y-k_a x=-F_y,\end{aligned}\right\} \qquad (7.8)$$

где x — координата оружия относительно установки.

Решение однородных уравнений, соответствующих системе (7.8), приводится к виду [29, 40]

$$\left.\begin{aligned} x=A_1\sin(\omega_1 t+\alpha_1)+A_2\sin(\omega_2 t+\alpha_2);\\ x_y=\mu_1 A_1\sin(\omega_1 t+\alpha_1)+\mu_2 A_2\sin(\omega_2 t+\alpha_2)\end{aligned}\right\} \qquad (7.9)$$

и содержит четыре постоянных амплитуды A_1 и A_2 и две начальные фазы α_1 и α_2. Эти постоянные определяются начальными условиями, выражающими значение координат в начальный момент времени. Значения ω_1 и ω_2 определяются из уравнения частот по зависимости

$$\omega_{1,2}^2=\frac{k_aM_0+k_aM_y+k_yM_0\pm\sqrt{(k_aM_0+k_aM_y+k_yM_0)^2-4M_0M_yk_ak_y}}{2M_0M_y}. \qquad (7.10)$$

Амплитуды колебаний связаны зависимостями

$$\mu_1=\frac{A_{y1}}{A_1}=1-\frac{M_0}{k_a}\omega_1^2; \qquad \mu_2=\frac{A_{y2}}{A_2}=1-\frac{M_0}{k_a}\omega_2^2.$$

Отношение μ определяет относительную амплитуду рассматриваемой гармоники, т. е. описывает конфигурацию системы при наибольшем ее отклонении в процессе свободных колебаний с соответствующей собственной частотой.

Характеристики установки определяют обычно опытным путем. При статической деформации узла крепления оружия жесткость установки $k_y=P/x$, где P — нагрузка; x — деформация, вызванная действием нагрузки.

У различных типов установок примерная расчетная величина жесткости составляет $k_у \geqslant 500$ кгс/мм. При записи колебаний, возбужденных вибратором в установке, можно определить период колебаний T и, следовательно, круговую частоту колебаний $\omega = 2\pi/T$. Зная $k_у$ и ω, можно определить массу установки, приведенную к точке крепления оружия,

$$M_у = k_у/\omega^2.$$

Примерные расчетные значения приведенных масс установок $M_у \geqslant 3$ кгс·с²/м.

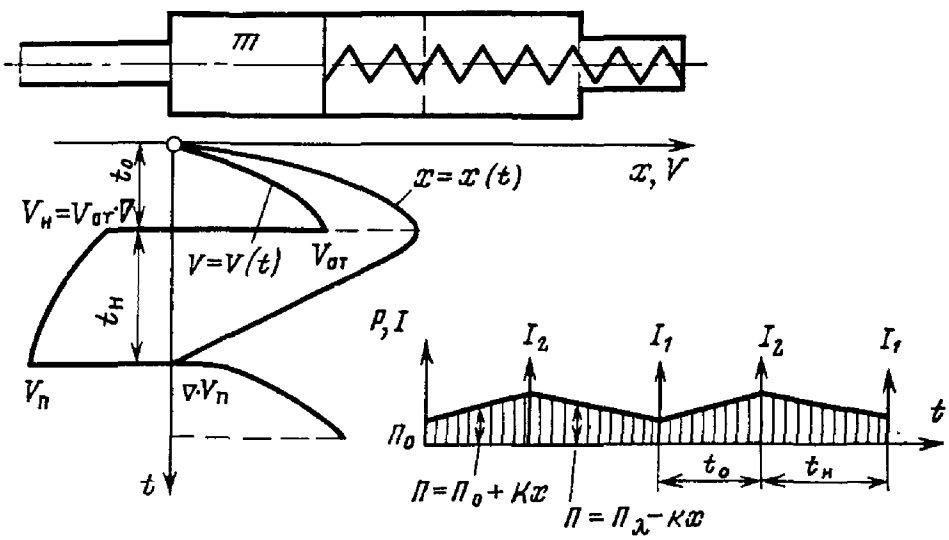

Рис. 7.4. Характеристики $x=x(t)$, $V=V(t)$ и импульсно-силовая диаграмма для системы со свободным затвором

Как было сказано выше, усилие, действующее на установку, зависит от многих факторов, в том числе и от характера нагрузок, действующих в оружии. Действие различных сил и импульсов на короб оружия (или на все оружие) во времени определяется импульсно-силовой диаграммой. Рассмотрим построение импульсно-силовой диаграммы P, $I(t)$ на примере системы со свободным затвором и неподвижной ствольной коробкой. К коробке приложена сила упругости пружины П. В переднем и заднем положении на ствольную коробку действуют ударные импульсы $I_1 = -mV_н$ и $I_2 = mV_от$. Если система работает с выкатом, то импульс I_1 может отсутствовать. Пример импульсно-силовой диаграммы P_1, $I(t)$ для системы со свободным затвором приведен на рис. 7.4. Для первого выстрела импульс I_1 отсутствует. При построении диаграммы можно учесть силы трения между затвором и ствольной коробкой и скорости отскока $\nabla V_от$ в заднем положении и $\nabla V_п$ в переднем положении. При построении импульсно-силовых характеристик (ИСХ) для систем с отводом пороховых газов (рис. 7.5) следует иметь в виду, что основной силой, действующей на оружие, является сила $P_кн = p_кн S$ до момента открывания затвора. Кроме

этого, действуют силы отпирающего P_0 и запирающего $P_з$ механизмов, силы сопротивления возвратной пружины П и трение F, сила удара о буфер $P_б$ или импульс от удара подвижных частей в заднем положении $I_з$, импульс от удара подвижных частей в переднем положении и т. п. Так как эти силы действуют кратковременно, их действие можно заменить действием импульсов $I_г$ и $I_з$, а действием

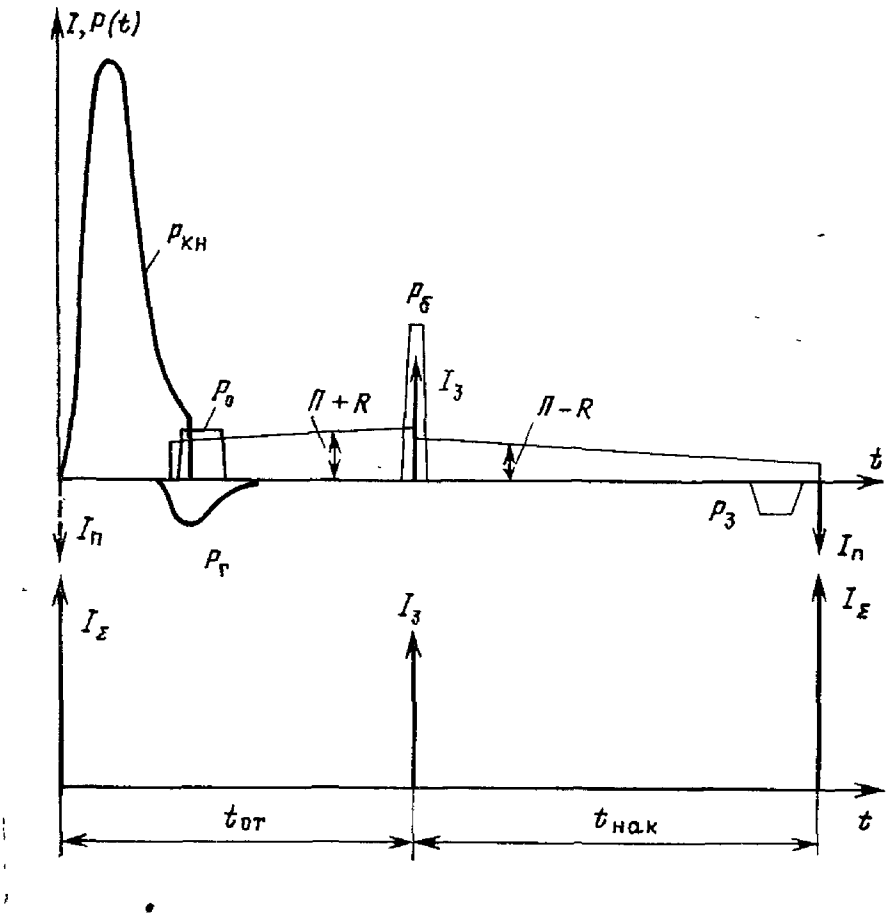

Рис. 7.5. Примерная импульсно-силовая характеристика системы с отводом пороховых газов

сил П±F пренебречь по сравнительной малости. Такая приближенная импульсно-силовая характеристика также приведена на рис. 7. 5.

При построении импульсно-силовых характеристик для систем с отводом пороховых газов необходимо иметь в виду ряд обстоятельств. Во-первых, ИСХ зависит от исходной модели, так как можно рассматривать движение на амортизаторе всего оружия с массой M_0 или короба с массой $M_к$. В первом случае главной силой, действующей на оружие, будет сила $P_{кн}=P_{кн}(t)$, а такие силы как $P_г=p_ц S$, P_0, $P_з$ будут внутренними силами. Если рассматривается движение короба, то по отношению к нему силы $P_г$, P_0, $P_з$ и т. п. будут внешними силами и войдут в ИСХ. Таким образом, ИСХ, приведенная на рис. 7. 5, построена для модели, где рассматривается движение кожуха $M_к$ на амортизаторе. Во-вторых, необхс-

димо отметить, что на вид ИСХ оказывает влияние откат оружия на амортизаторе, так как характер крепления оружия на установке и условия амортизации оказывают влияние на работу автоматики. Рассмотрим влияние амортизации на вид ИСХ на простейшем примере. На рис. 7. 6 приведена схема системы с отводом пороховых

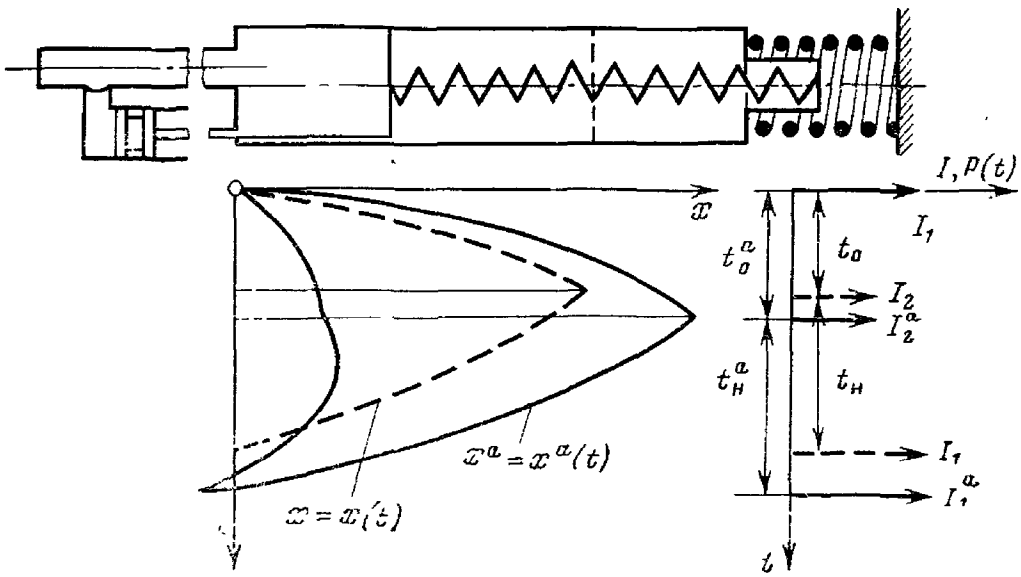

Рис. 7.6. Схема, поясняющая влияние амортизации на импульсно-силовую характеристику

газов. Пунктиром показана диаграмма $x=x(t)$ при жестко закрепленном кожухе, а сплошной линией — при закреплении его через амортизатор. В соответствии с этим справа построены ИСХ, показывающие влияние амортизации на их характер.

При построении ИСХ для систем с коротким ходом ствола следует учитывать, в первую очередь, силы сопротивления накатника П и трение F, усилие от ускорителя $P_у$, от механизма запирания $P_з$, ударные импульсы от подвижных частей в переднем и заднем положении и т. п.

7.3. РАБОТА АВТОМАТИКИ ПРИ АМОРТИЗАЦИИ. ВЗАИМНОЕ ВЛИЯНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМАТИКИ И КОРПУСА ОРУЖИЯ

Амортизирующие устройства обычно оказывают существенное влияние на работу автоматики, которая определяет движение оружия при амортизации. Поэтому работу автоматики и амортизаторов оружия необходимо рассматривать совместно. При оценке выгодности амортизаторов автоматического оружия следует учитывать влияние работы амортизаторов на меткость стрельбы, на надежность работы автоматики и на удобство обслуживания оружия при стрельбе. Для получения требуемой меткости стрельбы к амортизаторам предъявляют следующие требования: обеспечение зазоров в направляющих отката, устранение ударов оружия при

откате и накате о станок или установку; обеспечение достаточной устойчивости станка или установки и уменьшение деформаций станка, приводящих к отклонениям оружия от приданного направления.

При оценке работы амортизаторов автоматического оружия необходимо также учитывать время цикла их работы. На рис. 7.7 приведены графики перемещений ведущего звена автоматики

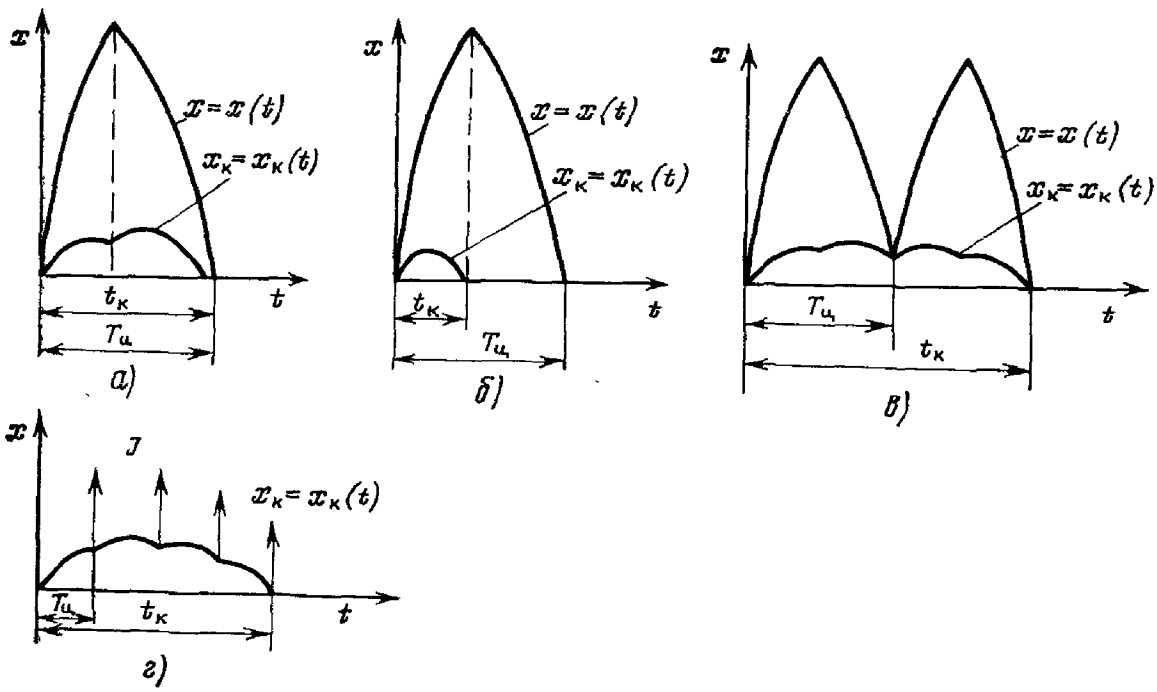

Рис. 7.7. Характеристики $x=x(t)$ и $x_к=x_к(t)$ при различных схемах амортизации

$x=x(t)$ и корпуса оружия $x_к=x_к(t)$ для системы с отводом пороховых газов при различных схемах амортизации. На рис. 7.7, *а* время движения корпуса $t_к$ примерно равно времени цикла автоматики $T_ц$, т. е. $t_к \approx T_ц$. Такая схема амортизации называется цикловой. На рис. 7.7, *б* показана полуцикловая схема, на рис. 7.7, *в*— двухцикловая. На рис. 7.7, *г* приведена диаграмма $x_к=x_к(t)$ для барабанной многокамерной системы, называемая многоцикловой.

При анализе взаимного влияния амортизаторов и автоматики необходимо иметь в виду, что, если время работы амортизатора меньше времени цикла работы автоматики ($t_к<T_ц$), то взаимное влияние работы автоматики и амортизаторов принципиально одинаково как при очереди выстрелов, так и при одном выстреле. Некоторая специфика работы амортизаторов автоматического оружия в этом случае при очереди выстрелов может быть вызвана только колебательным движением оружия после окончания работы амортизатора (при наличии переднего буфера) или движением оружия после удара об упор в переднем положении (при отсутствии буфе-

ра), в результате чего к началу следующего выстрела оружие имеет некоторую начальную скорость.

Если время работы амортизаторов равно времени цикла работы автоматики или больше его, т. е. $t_к \geqslant T_ц$ (к очередному выстрелу накат оружия не заканчивается), то работа амортизаторов имеет некоторые принципиальные особенности, заключающиеся в использовании выката всего оружия при накате от предыдущего выстрела в очереди. В этом случае оружие в течение очереди выстрелов не приходит в переднее положение, чем исключаются удары об установку в конце наката. Однако при такой работе амортизаторов оружие не занимает одинаковые положения при всех выстрелах, что может неблагоприятно влиять на меткость стрельбы.

Таким образом, изменяя характеристики амортизаторов, можно получить различные режимы их работы и выбрать такое сочетание работы амортизаторов и автоматики, которое будет наиболее полно удовлетворять предъявляемым к оружию требованиям.

При проектировании амортизатора влияние автоматики на движение оружия отражается через импульсно-силовую характеристику. Одновременно движение короба может оказывать существенное влияние на движение автоматики. Для высокострельного оружия необходимо еще учесть влияние упругости установки на движение короба, так как с увеличением скорострельности возрастает жесткость амортизаторов и становится сравнимой с жесткостью установки.

При учете взаимного влияния работы автоматики оружия и движения короба на амортизаторах мы получаем систему уравнений не менее, чем с тремя степенями свободы, т. е. систему, описываемую уравнениями (2. 17) и (2. 18).

Из анализа систем уравнений (2. 17), (2. 18), (2. 19) и (2. 14) видно, что влияние перемещения короба на работу автоматики в первую очередь определяется коэффициентом $M_\eta = m_0 + \sum_{i=1}^{n} \frac{\nu_i}{\eta_i} m_i \cos \alpha_i$. Значение этого коэффициента определяется массами деталей, имеющих продольное перемещение вдоль корпуса оружия ($\alpha_i = 0$). Поэтому, если перемещаются массивные звенья вдоль оси оружия, как, например, в системах с коротким ходом ствола, то движение автоматики в значительной степени зависит от амортизации.

В системах с отводом пороховых газов и значительной массой основного звена на движение его также существенно влияет амортизация.

В системах с отводом пороховых газов и малой массой подвижных частей, перемещающихся в направлении отката, например в барабанных системах, влияние амортизации на работу автоматики будет незначительным.

Анализ схем амортизации и расчеты показывают, что для анализа работы оружия с амортизатором вполне можно принять схему, в которой $M_у=0$, а общая жесткость амортизатора

$$k_{пр}=k_а k_у/(k_а+k_у).$$

Эта модель дает более точные результаты, чем модель, у которой $k_у=\infty$, $M_у=\infty$.

Для анализа работы автоматики при амортизации примем эту упрощенную модель. Схема описывается системой уравнений (2. 19). Запишем эту систему уравнений в виде

$$M_{пр}\ddot{x}=P'_{ав}-\dot{x}^2M_Σ-M_η\ddot{x}_к;$$
$$M_{ор}\ddot{x}_к=P(t)-\prod_а-(M_ν\dot{x})'\dot{x},$$

где $$P'_{ав}=P_{ав}-kx;\ P_{ор}=P(t)-\prod_а.$$

Подставив значение $\ddot{x}_к$ из второго уравнения в первое, получим (уравнение работ)

$$\int_0^{\dot{x}} M_{пр}\dot{x}d\dot{x}=\int_0^{\dot{x}}(P'_{ав}-\dot{x}^2M_Σ)\,dx-\int_0^{\dot{x}}\frac{M_η}{M_{ор}}\left[P(t)-\prod_а\right]dx-$$
$$-\int_0^{\dot{x}}(M_ν\dot{x})'\dot{x}dx.$$

Анализ полученной зависимости показывает, что на энергию приведенной массы автоматики и параметры ее движения оказывают влияние: 1) коэффициенты $M_η$ и $M_ν$, т. е. масса подвижных частей автоматики перемещающихся вдоль корпуса оружия. Большую роль оказывает относительная величина этой массы $(M_η/M_{ор})$; 2) величина скорости основного звена автоматики $\dot{x}$, т. е. скорострельность оружия; 3) баллистика оружия $p(t)$.

Представим второе уравнение в виде

$$\int_0^{\dot{x}_к}M_{ор}\dot{x}_к d\dot{x}_к=\int_0^{\dot{x}_к}\left[P(t)-\prod_а\right]dx_к-\int_0^{\dot{x}_к}(M_ν\dot{x})'\dot{x}dx_к.$$

Анализ этого уравнения показывает, что на движение короба при прочих равных условиях, т. е. при той же баллистике и амортизаторе, влияет $M_ν$, т. е. масса подвижных частей автоматики, перемещающихся вдоль корпуса оружия, и скорость приведенной массы основного звена $\dot{x}$ или скорострельность. Таким образом, для систем, где влияние автоматики на движение корпуса оружия велико, при анализе работы амортизатора можно принимать расчетную схему, основанную на системе уравнений (2. 19). В тех же системах, где влияние автоматики на движение корпуса оружия мало, можно принять упрощенную расчетную схему. В этом

случае импульсно-силовую диаграмму можно считать независимой от движения корпуса оружия.

В частности, таким образом можно анализировать работу амортизаторов современных скорострельных многокамерных и многоствольных пушек.

7.4. АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ОРУЖИЯ НА АМОРТИЗАТОРАХ ПРИ СТРЕЛЬБЕ ОЧЕРЕДЬЮ

Уравнение движения оружия на амортизаторе запишем в виде

$$M_{\text{ор}}\ddot{x}_{\text{к}}+\prod(x_{\text{к}},\ \dot{x}_{\text{к}})=P(t), \tag{7.11}$$

где $M_{\text{ор}}$ — масса оружия; $x_{\text{к}}$ — смещение оружия, отсчитываемое от его положения равновесия; $\Pi(x_{\text{к}},\ \dot{x}_{\text{к}})$ — восстанавливающая сила амортизатора; $P(t)$ — сила отдачи, причем $\Pi(x_{\text{к}},\ \dot{x}_{\text{к}})=kx_{\text{к}}+\Pi_0 \operatorname{sign} x_{\text{к}}$.

При нахождении периодических решений и оценке переходных процессов пренебрежение силами трения не искажает картину движения и результаты решений незначительно отличаются от экспериментальных данных. Анализ же устойчивости периодических решений и исследование режима стабилизации, при котором колебательная система переходит от состояния максимальных смещений в переходном процессе к установившемуся движению, без учета сил трения невозможен. Будем рассматривать системы автоматического оружия с темпом стрельбы $n\leqslant 5000$ выстрел/мин, у которых сила отдачи определяется в основном силой давления пороховых газов на дно канала ствола, тогда импульс силы отдачи можно считать мгновенным.

Для решения уравнения (7.11) введем новую переменную

$$z=x_{\text{к}}+\frac{\Pi_0}{k}\operatorname{sign} x_{\text{к}}.$$

Теперь уравнение (7.11) без учета сил трения для новой переменной запишется как

$$\ddot{z}+\omega^2 z=P(t)/M_{\text{ор}},$$

где $\omega^2=k/M_{\text{ор}}$.

Решение этого уравнения в предположении мгновенности импульса I имеет вид

$$\left.\begin{aligned} z&=A\cos\omega t+B\sin\omega t+\frac{I}{M_{\text{ор}}\omega}\sin\omega t;\\ \dot{z}&=-A\omega\sin\omega t+B\omega\cos\omega t+\frac{I}{M_{\text{ор}}}\cos\omega t. \end{aligned}\right\} \tag{7.12}$$

Это решение справедливо для каждого интервала времени, определяемого временем цикла автоматики T. Периодическое реше-

ние, определяющее вынужденные колебания системы, аналогично решению (7.12) и записывается как

$$\left.\begin{aligned} z_{\text{в}} &= A_{\text{в}}\cos\omega t + B_{\text{в}}\sin\omega t + \frac{I}{M_{\text{пр}}\omega}\sin\omega t; \\ \dot{z}_{\text{в}} &= -A_{\text{в}}\omega\sin\omega t + B_{\text{в}}\omega\cos\omega t + \frac{I}{M_{\text{ор}}}\cos\omega t, \end{aligned}\right\} \qquad (7.13)$$

где постоянные $A_{\text{в}}$ и $B_{\text{в}}$ определяются из условий:

$$z_{\text{в}}(0) = z_{\text{в}}(T);\quad \dot{z}_{\text{в}}(0) = \dot{z}_{\text{в}}(T). \qquad (7.14)$$

Подставляя выражения (7.13) для соответствующих моментов времени в условия (7.14), получим

$$A_{\text{в}} = \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2};\quad B_{\text{в}} = -\frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}.$$

С учетом этих выражений для постоянных $A_{\text{в}}$ и $B_{\text{в}}$ периодическое решение (7.13) приобретет вид

$$z_{\text{в}} = \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\,\frac{\cos\omega(T/2-t)}{\sin\omega T/2};\quad \dot{z}_{\text{в}} = \frac{I}{2M_{\text{ор}}}\,\frac{\sin\omega(T/2-t)}{\sin\frac{\omega T}{2}}. \qquad (7.15)$$

Колебания, описываемые выражениями (7.15), будут реализоваться при начальных условиях:

$$z(0) = z_{\text{в}}(0) = \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2};\quad \dot{z}(0) = \dot{z}_{\text{в}}(0) = -\frac{I}{2M_{\text{ор}}}.$$

При отличии начальных условий от указанных в системе, кроме вынужденных, будут присутствовать и свободные колебания, описываемые выражениями:

$$z_{\text{с}} = A_{\text{с}}\cos\omega t + B_{\text{с}}\sin\omega t;\quad \dot{z}_{\text{с}} = -A_{\text{с}}\omega\sin\omega t + B_{\text{с}}\omega\cos\omega t.$$

Постоянные $A_{\text{с}}$ и $B_{\text{с}}$ определим из условий:

$$z(0) = z_{\text{с}}(0) + z_{\text{в}}(0) = \frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}\omega^2};\quad \dot{z}(0) = \dot{z}_{\text{с}}(0) + \dot{z}_{\text{в}}(0) = 0.$$

При этом получим

$$A_{\text{с}} = \frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}\omega^2} - \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2};\quad B_{\text{с}} = \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}.$$

Выражения для свободных колебаний с учетом полученных формул $A_{\text{с}}$ и $B_{\text{с}}$ будут:

$$\left.\begin{aligned} z_{\text{с}} &= \left(\frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}\omega^2} - \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2}\right)\cos\omega t + \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\sin\omega t; \\ \dot{z}_{\text{с}} &= -\omega\left(\frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}\omega^2} - \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2}\right)\sin\omega t + \frac{I}{2M_{\text{ор}}\omega}\cos\omega t. \end{aligned}\right\} \qquad (7.16)$$

Как уже было отмечено, движение системы складывается из свободных и вынужденных колебаний. При этом выражения (7.16) справедливы для любого текущего момента времени, а в выражениях (7.15) время определяется разностью текущего времени и времени целого числа циклов автоматики, прошедшего до этого времени.

Введем параметр c так, что при $t=cT/2$ скорость свободных колебаний обращается в нуль. Целая часть числа $c/2$, обозначаемая как $\left[\frac{c}{2}\right]$, указывает интервал времени, кратный T, в котором достигается максимум амплитуды свободных колебаний. В этом же интервале достигает максимального значения смещение оружия, ввиду периодичности вынужденных колебаний.

Найдем выражения для смещения и скорости оружия в указанном интервале:

$$z=\frac{I}{2M_{\text{op}}\omega}\left[\frac{\cos\omega\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega T}{2}}+\frac{\cos\omega\left(\frac{c}{2}T-[c/2]T-t\right)}{\sin\frac{\omega T}{2}c}\right];$$

$$\dot{z}=\frac{I}{2M_{\text{op}}}\left[\frac{\sin\omega\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega T}{2}}+\frac{\sin\omega\left(\frac{c}{2}T-\left[\frac{c}{2}\right]T-t\right)}{\sin\frac{\omega T}{2}c}\right].$$

Откуда для максимального смещения оружия имеем

$$z_m=\frac{I}{2M_{\text{op}}\omega}\sqrt{\frac{1}{\sin^2\frac{\omega T}{2}}+2\frac{\cos\omega T\left(\frac{c}{2}-\left[\frac{c}{2}\right]-\frac{1}{2}\right)}{\sin\frac{\omega T}{2}\sin\frac{\omega T}{2}c}+\frac{1}{\sin^2\frac{\omega T}{2}c}}. \tag{7.17}$$

Для описания установившегося режима достаточно знать максимальное и минимальное смещения оружия, которые будут характеризоваться величинами

$$z_{\text{в}m}=\frac{I}{2M_{\text{op}}\omega}\frac{1}{\sin\frac{\omega T}{2}};\quad z_{\text{в min}}=\frac{I}{2M_{\text{op}}\omega}\operatorname{ctg}\frac{\omega T}{2}. \tag{7.18}$$

Используя выражение $z=x_{\text{к}}+\frac{\Pi_0}{k}\operatorname{sign}x_{\text{к}}$ из полученных выражений (7.17) и (7.18), можно получить выражения для смещения оружия $x_{\text{к}}$ относительно его положения равновесия, которые будут справедливы при $x_{\text{в min}}\geqslant 0$. Тогда $\omega T\geqslant\pi/c$ или

$$\Pi_0\leqslant\frac{I\omega}{2}\operatorname{ctg}\omega T/2.$$

Если это условие не выполняется, усилие, действующее со стороны амортизатора на установку и определяемое по формуле $R=\Pi_0 \operatorname{sign} x_к+M_{ор}\omega^2 x_к$, меняется скачком при смене знака смещения оружия $x_к$, что приводит к дополнительным вибрациям установки. Эти вибрации крайне нежелательны, так как нарушают нормальную работу приборов наведения оружия и снижают работоспособность конструкции установки. Кроме того, при $\Pi_0 < (I\omega/2)\operatorname{ctg}\omega T/2$ возрастает максимальное усилие, действующее на установку.

Очень часто суммарная сила трения, действующая на оружие в направляющих и демпфере, может быть заменена энергетически эквивалентной силой вязкого трения. В этом случае уравнение движения записывается в виде

$$M_{ор}\ddot{x}_к+b\dot{x}_к+kx_к+\prod_0 \operatorname{sign} x_к=P(t), \tag{7.19}$$

где b — приведенный коэффициент вязкости. Для решения уравнения (7.19) опять же используем подстановку z. При этом имеем

$$M_{ор}\ddot{z}+b\dot{z}+kz=P(t). \tag{7.20}$$

При не слишком больших значениях коэффициента вязкого трения, что вполне справедливо, когда $b<2\sqrt{M_{ор}k}$, общее решение дифференциального уравнения (7.20) для $P(t)$ из (7.7):

$$z=e^{-ht}(A\cos\nu t+B\sin\nu t)+\frac{I}{M_{ор}\nu}\frac{e^{-ht}}{(1-ht_*)^2+\nu^2t_*^2}\sin(\nu t-\delta)+$$

$$+\frac{I}{M_{ор}\nu}\frac{e^{-\frac{t}{t_*}}}{(1-ht_*)^2+\nu^2t_*^2}(\nu t+\sin\delta), \tag{7.21}$$

где

$$h=b/2M_{ор};\quad \omega=\sqrt{k/M_{ор}};\quad \nu=\sqrt{\omega^2-h^2};\quad \sin\delta=\frac{2\nu t_*(1-ht_*)}{(1-ht_*)^2+\nu^2t_*^2}.$$

Дифференцируя (7.21), получим выражение для скорости

$$\dot{z}=-e^{-ht}\left[(hA-\nu B)\cos\nu t+(hB+\nu A)\sin\nu t\right]+\frac{I}{M_{ор}}\frac{e^{-ht}}{(1-ht_*)^2+\nu^2t_*^2}\times$$

$$\times\left[\cos(\nu t-\delta)-\frac{h}{\nu}\sin(\nu t-\delta)\right]+\frac{I}{M_{ор}}\frac{e^{-\frac{t}{t_*}}}{(1-ht_*)^2+\nu^2t_*^2}\times$$

$$\times\left(1-\frac{t}{t_*}-\frac{\sin\delta}{\nu t_*}\right). \tag{7.22}$$

Периодическое решение уравнения (7.20), определяющее вынужденные колебания системы, найдем с периодом, равным вре-

мени цикла перезаряжания T, определяя постоянные A и B в выражениях (7.21) и (7.22) при условии $z_в(0)=z_в(T)$; $\dot{z}_в(0)=\dot{z}_в(T)$. В результате имеем

$$z_в=\frac{I}{M_{op}v}\frac{1}{(1-ht_*)^2+v^2t_*^2}\left[e^{-ht}\sin(vt-\delta)+e^{-\frac{t}{t_*}}(vt+\sin\delta)+\right.$$

$$+e^{-ht}\frac{e^{-ht}\sin(vt+vT+\gamma-\delta)-e^{-\frac{T}{t_*}}\sin(vt+\gamma-\delta)-}{\sqrt{1-2e^{-hT}\cos vT+e^{-2hT}}}$$

$$\left.\frac{-e^{-\frac{T}{t_*}}\frac{T}{t_*}\sqrt{(1-ht_*)^2+v^2t_*^2}\sin\left(vt+\gamma-\frac{\delta}{2}\right)}{\sqrt{1-2e^{-hT}\cos vT+e^{-2hT}}}\right]; \qquad (7.23)$$

где $$\gamma=\arcsin\frac{1-e^{-ht}\cos vT}{\sqrt{1-2e^{-hT}\cos vT+e^{-2hT}}}.$$

Смещение оружия $x_в$ определяется при использовании выражения $z=x_в+\Pi_0/M_{op}v^2$.

Так как необходимо, чтобы $x_в$ было больше нуля, а это условие обеспечивается при $x_в(0)\geqslant 0$, то из (7.23) с учетом выражения для z имеем

$$\Pi_0\leqslant\frac{I\omega}{(1-ht_*)^2+v^2t_*^2}\frac{e^{-ht}\sin(vT+\gamma-\delta)-e^{-T/t_*}\times}{\sqrt{1-2e^{-hT}\cos vT+e^{-2hT}}}$$

$$\frac{\times\sin(\gamma-\delta)-e^{-T/t_*}\sqrt{(1-ht_*)^2+v^2t_*^2}\sin\left(\gamma-\frac{\delta}{2}\right)}{\sqrt{1-2e^{-hT}\cos vT+e^{-2hT}}}. \qquad (7.24)$$

Условие (7.24), полученное с учетом сил трения, является необходимым при определении оптимальных параметров амортизаторов.

Аналогичная задача для демпфера сухого трения рассмотрена в [40], где, кроме того, дан анализ влияния параметров системы на динамику движения оружия на амортизаторах.

Для определения влияния упругости установки на работу амортизаторов воспользуемся расчетной схемой с двумя степенями свободы, уравнения движения для которой будут иметь вид

$$\left.\begin{aligned} M_{op}\ddot{x}_к+kx-kx_у&=P(t);\\ M_у\ddot{x}_у+(k+k_у)x_у-kx&=0.\end{aligned}\right\} \qquad (7.25)$$

Решение однородных уравнений, соответствующих системе (7.25), записывается для установившихся движений при условиях периодичности

$$x(0)=x(T);\ \dot{x}(0)=\dot{x}(T)+\frac{I}{M_{op}};\ x_у(0)=x_у(T);\ \dot{x}_у(0)=\dot{x}_у(T)$$

как

$$x_к = \frac{I}{2M_{op}} \frac{\mu_1\mu_2}{\mu_2-\mu_1}\left[\frac{1}{\mu_1\omega_1}\frac{\cos\omega_1\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega_1 T}{2}} - \frac{1}{\mu_2\omega_2}\frac{\cos\omega_2\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega_2 T}{2}}\right];$$

$$x_y = \frac{I}{2M_{op}} \frac{\mu_1\mu_2}{\mu_2-\mu_1}\left[\frac{1}{\omega_1}\frac{\cos\omega_1\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega_1 T}{2}} - \frac{1}{\omega_2}\frac{\cos\omega_2\left(\frac{T}{2}-t\right)}{\sin\frac{\omega_2 T}{2}}\right],$$

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{kM_{op} + kM_y + k_yM_{op} \mp \sqrt{(kM_{op} + kM_y + k_yM_{op})^2 - 4kk_yM_{op}M_y}}{2M_{op}M_y};$$

$$\mu_1 = 1 - \frac{M_{op}}{k}\omega_1^2; \quad \mu_2 = 1 - \frac{M_{op}}{k}\omega_2^2.$$

Для удобства исследования влияния упругости установки на работу амортизаторов введем безразмерные параметры

$$a = \sqrt{\frac{k}{M_{op}}}T; \; a_y = \sqrt{\frac{k}{M_y}}T; \; \bar{m} = \frac{M_y}{M_{op}}; \; \lambda = \frac{M_{op}}{IT}x; \; \sigma = \frac{T}{I}R; \; \tau = \frac{t}{T}.$$

Используя эти параметры, решение для установившегося движения перепишем в виде

$$\left.\begin{aligned}\lambda &= \frac{1}{2}\frac{\mu_1\mu_2}{\mu_1-\mu_2}\left[-\frac{1}{\mu_1\omega_1 T}\frac{\cos\omega_1 T\left(\frac{1}{2}-\tau\right)}{\sin\frac{\omega_1 T}{2}} + \frac{1}{\mu_2\omega_2 T}\frac{\cos\omega_2 T\left(\frac{1}{2}-\tau\right)}{\sin\frac{\omega_2 T}{2}}\right];\\ \lambda_y &= \frac{1}{2}\frac{\mu_1\mu_2}{\mu_1-\mu_2}\left[-\frac{1}{\omega_1 T}\frac{\cos\omega_1 T\left(\frac{1}{2}-\tau\right)}{\sin\frac{\omega_1 T}{2}} + \frac{1}{\omega_2 T}\frac{\cos\omega_2 T\left(\frac{1}{2}-\tau\right)}{\sin\frac{\omega_2 T}{2}}\right],\end{aligned}\right\} \quad (7.26)$$

где

$$\omega_1 T = \sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{a^2}{\bar{m}} + a^2 + a_y^2\right) - \sqrt{\left(\frac{a^2}{\bar{m}} + a^2 + a_y^2\right)^2 - 4a^2a_y^2}\right]};$$

$$\omega_2 T = \sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{a^2}{\bar{m}} + a^2 + a_y^2\right) + \sqrt{\left(\frac{a^2}{\bar{m}} + a^2 + a_y^2\right)^2 - 4a^2a_y^2}\right]};$$

$$\mu_1 = 1 - \frac{\omega_1^2 T_1^2}{a^2}; \quad \mu_2 = 1 - \frac{\omega_2^2 T2}{a^2}.$$

Так как при работе автоматического оружия основным режимом стрельбы является стрельба очередью, для оценки движения

оружия на амортизаторах можно использовать выражения (7.26). Резонансные явления в установке могут возникнуть только при стрельбе очередью, поэтому исследование выражений (7.26) дает довольно полное представление о движении оружия на амортизаторах.

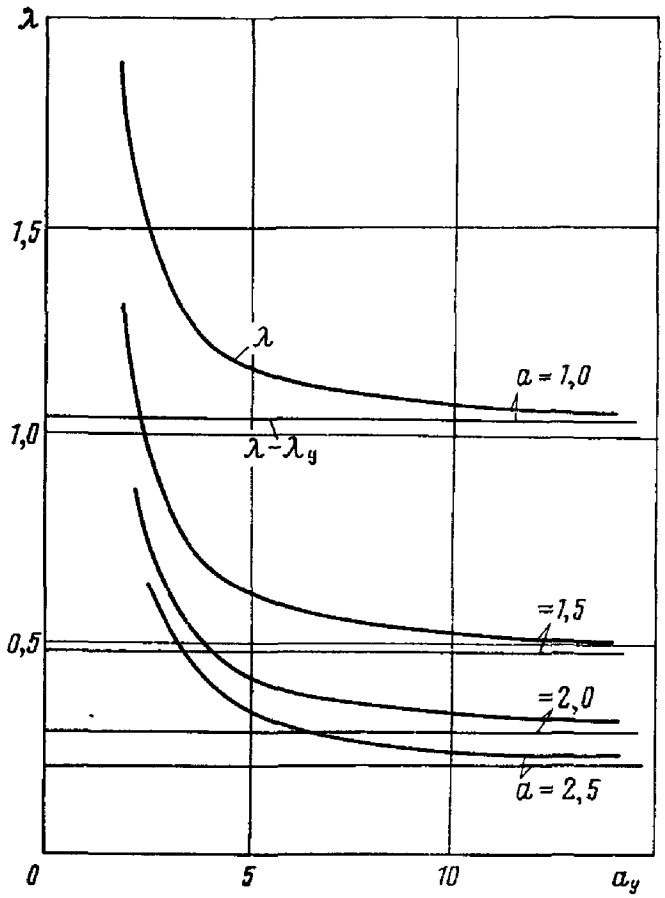

Рис. 7.8. Зависимости $\lambda=\lambda(a_y)$ при различных a и $\lambda_y=0$

С увеличением жесткости установки ее деформации уменьшаются, при этом уменьшается и разность между относительной и абсолютной координатой оружия (рис. 7.8). Таким образом, при обычно используемых безразмерных жесткостях амортизаторов $a\leqslant\pi$ при $a_y>10$ систему оружие — установка можно рассматривать с допущением об абсолютной жесткости установки.

7.5. МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАТОРОВ

Задача проектирования амортизаторов сводится к выбору таких параметров системы, при которых она будет удовлетворять наложенным условиям и ограничениям. Например, определение параметров системы оружие — установка производится при условии получения минимально возможных усилий, возникающих в установке, для заданного хода оружия на амортизаторах. Обычно

параметры оружия и установки известны заранее, и для решения задачи проектирования достаточно выбрать параметры амортизаторов.

На основании результатов исследования, представленных в предыдущей главе, можно сделать вывод, что при проектировании амортизаторов следует выбрать такие их параметры, чтобы максимальное смещение не превышало некоторой величины, заданной из условия надежной работы механизма подачи патронов, а минимальное в установившемся режиме было положительным при обеспечении минимально возможных усилий, действующих на установку. Кроме того, исходя из условий эксплуатации, предварительное поджатие амортизаторов не должно быть меньше какого-либо наперед заданного значения.

Необходимо также учитывать тот факт, что характеристики амортизаторов в процессе эксплуатации оружия не регулируются, и поэтому должны быть выбраны такими, чтобы требования, предъявляемые к амортизаторам, выполнялись при любых возможных изменениях параметров оружия.

Изменение параметров оружия достаточно точно можно учесть изменением темпа стрельбы, считая импульс силы отдачи постоянной величиной. В этих условиях предлагается следующая методика выбора оптимальных параметров амортизаторов k и Π_0.

По предельной величине хода на амортизаторах, которая задается, например, из условий надежной работы механизма подачи патронной ленты, определяется ограничение

$$\lambda_m \leqslant \lambda_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{ор}}}{IT\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)} x_{\text{пр}},$$

где T — среднее время цикла автоматики; $\Delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T}$ — относительный разброс времени цикла.

По заданному из условий эксплуатации минимальному значению предварительного поджатия амортизаторов находят $\sigma_{0\text{пр}}$:

$$\sigma_{0\text{пр}} \geqslant \Pi_{0\text{пр}} T/I.$$

При постоянных k и Π_0 разброс времени цикла автоматики приводит к разбросу значений параметров a и σ_0, тогда из соотношений (7.18) получим

$$\sigma_0\left(1-\frac{\Delta}{2}\right) = \frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2} \frac{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}(c_{\min}+1)}{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)c_{\min}}{2}};$$

$$\sigma_0\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)=\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\,\frac{\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)}{2}(c_m+1)}{\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)c_m}{2}}$$

или

$$\frac{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)(c_{\min}+1)}{2}}{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)c_{\min}}{2}}=$$

$$=\frac{\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)(c_m+1)}{2}}{\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)c_m}{2}}, \qquad (7.27)$$

где $c_{\min}$ и c_m — соответственно значения c при минимальном и максимальном значении времени цикла. Максимальное смещение в переходном процессе будет наблюдаться при минимальном значении времени цикла, т. е.

$$x_m=\frac{1}{2a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{1}{\sin^2\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}}+2\,\frac{\cos a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)\left(\frac{c_{\min}-1}{2}-\left[\frac{c_{\min}}{2}\right]\right)}{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)c_{\min}}{2}}+\frac{1}{\sin^2\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)c_{\min}}{2}}}-$$

$$-\frac{1}{2a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)(c_{\min}+1)}{\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\frac{a\left(1-\frac{\Delta}{2}\right)c_{\min}}{2}}. \qquad (7.28)$$

Для a должно выполняться условие

$$a=\pi/c_m(1+\Delta/2). \qquad (7.29)$$

Условие ограничения σ_0 снизу приводит к нижнему ограничению величины λ_m, т. е. $\lambda_m\geqslant\lambda_\sigma$, где λ_σ можно найти, используя вы-

ражение (7.14), в которое подставляются значения a и c_{min}, удовлетворяющие выражениям для Π_0 и σ_0. Эти выражения с учетом разброса времени цикла будут иметь вид

$$\sigma_{0\,пр}=\frac{a}{2}\operatorname{ctg}\frac{a\left(1+\frac{\Delta}{2}\right)}{2}; \tag{7.30}$$

$$\sigma_0=\frac{a}{2}\,\frac{\sin\dfrac{a\left(1-\dfrac{\Delta}{2}\right)(c_{min}+1)}{2}}{\sin\dfrac{a\left(1-\dfrac{\Delta}{2}\right)}{2}\sin\dfrac{a\left(1-\dfrac{\Delta}{2}\right)c_{min}}{2}}. \tag{7.31}$$

Таким образом, алгоритм выбора параметров амортизаторов следующий:

1. По заданным величинам Δ и $\sigma_{пр}$ определяется величина a, удовлетворяющая (7.30).

2. Из уравнения (7.31) находится величина c_{min}.

3) По найденным значениям a и c_{min} по формуле (7.28) рассчитывается значение $\lambda_m=\lambda_\sigma$.

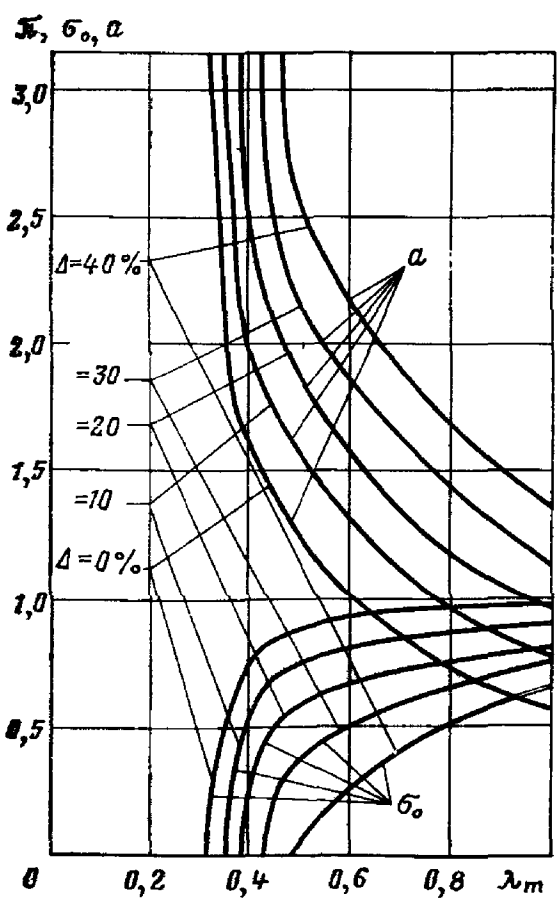

Рис. 7.9. Зависимость $\lambda_m=\lambda_m(\sigma_0, a)$ при различных значениях Δ

4. Задается требуемое значение λ_m в пределах $\lambda_\sigma \leqslant \lambda_m \leqslant \lambda_{пр}$

5. Совместным решением уравнений (7.27), (7.28) отыскиваются значения a, c_m, c_{min}.

6. При этих значениях a и c_{min} по формуле (7.31) находится необходимое значение σ_0.

Очевидно, в силу трансцендентности уравнений (7.27), (7.28), (7.30) и (7.31) для их решения необходимо использовать методы последовательных приближений.

На рис. 7.9 представлены графики зависимостей величин a и σ_0 как функции от λ_m для различных значений Δ, построенные в результате расчетов на ЭВМ. Графики могут быть использованы в качестве номограммы для приближенного определения a и σ_0, необходимых для выбора жесткости k и предварительного поджатия Π_0 пружины амортизатора.

Рассмотрим теперь определение параметров амортизаторов при наличии демпфера сухого трения для конструкции, приведенной на рис. 7.2 [40].

Как уже отмечалось, при стрельбе автоматического оружия накладывается ограничение на величину хода оружия на амортизаторах. Необходимость в этом ограничении связана с обеспечением надежной работы механизма питания. Величина максимального хода определяется экспериментально для патронов различ-

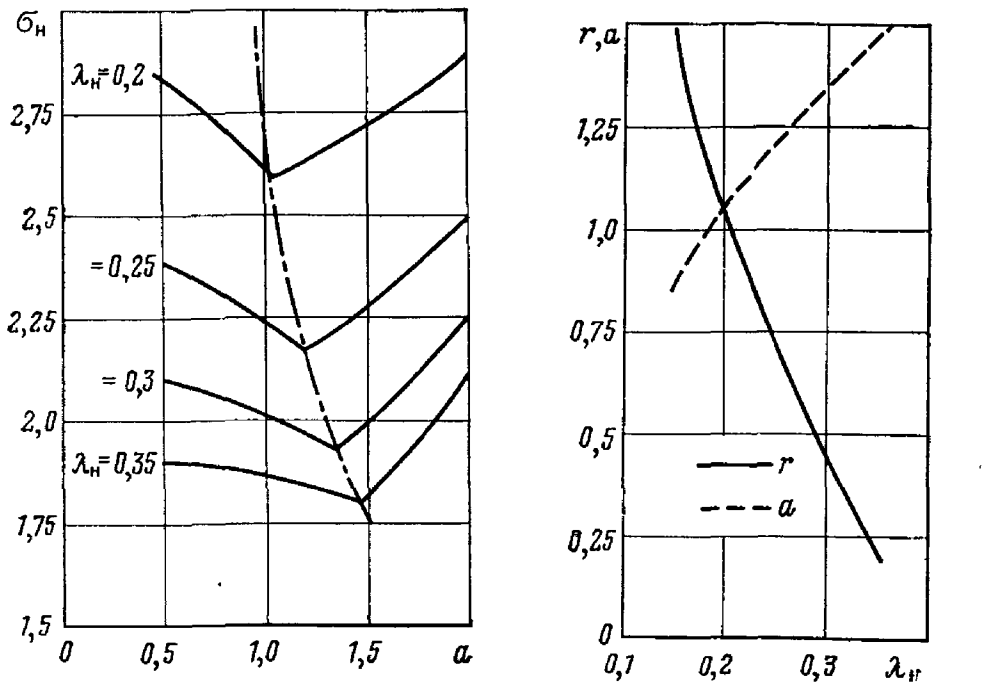

Рис. 7.10. Оптимальные значения:

$\sigma_н$, r, a

ного калибра и различных типов патронной ленты. Ввиду этого, для выбора параметров a и r необходимо исследовать влияние этих параметров на величину наибольшего усилия при определенных, наперед заданных, значениях наибольшей величины отката.

Результаты этого исследования, представленные на рис. 7.10, *а*, наглядно указывают на наличие оптимальных сочетаний значений приведенной циклической частоты a и силы трения r. Полученная оптимальность по наибольшему усилию, действующему на установку объясняется различным характером переходных процессов [40]. Штрихпунктирная линия на рис. 7.10, слева также соответствует переходным процессам, для которых $\lambda_н = \lambda_m^I = \lambda_m^{II}$.

Следует отметить, что при значениях a, близких к оптимальным, а r, меньших 0,3, и $\lambda_н$, больших 0,4, движения неустойчивы и мало пригодны для практической реализации.

Из рис. 7.10, слева можно сделать вывод, что оптимальная жесткость пружины амортизатора уменьшается с уменьшением наибольшей длины отката, что можно видеть и на рис. 7.10, справа, где

даны зависимости оптимальных значений параметров r и σ_0 от наибольшей длины отката.

Таким образом, задача выбора оптимальных параметров амортизаторов k, Π_0, F сводится к их определению на основе безразмерных величин r и a, получаемых с помощью рис. 7.10, справа. Пример использования указанной методики дан в [40].

Так как основным назначением амортизаторов является снижение усилия воздействия оружия на носитель, оценим влияние упругих характеристик установки и амортизаторов на эту величину, которая в безразмерном виде записывается как $\sigma_y = \bar{m} a_y^2 \lambda_y$, где λ_y определяют выражением (7.26).

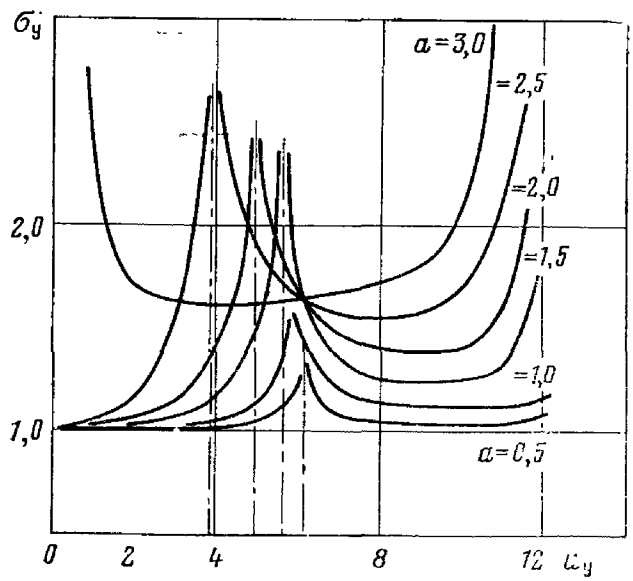

Рис. 7.11. Влияние a и a_y на усилие в установке σ_y

Следует отметить, что при $\sigma_y = 1$, импульс, действующий на установку со стороны оружия, распределяется равномерно в течение цикла перезаряжания.

Результаты расчета влияния параметров a и a_y на безразмерное усилие, возникающее в установке, приведены на рис. 7.11. Они наглядно показывают, что при уменьшении a усилие в установке снижается, и области режимов, близких к резонансным, сужаются. Кроме того, из результатоев данного исследования следует вывод, что резонансные режимы не всегда можно предотвратить изменением жесткости амортизаторов, так как оно мало отражается на изменении частоты второй гармоники, определяющей условия резонанса.

Это значит, что при проектировании установок их параметры следует выбрать с учетом характеристик оружия. При проектировании же амортизаторов учет характеристик установки сводится к тому, что параметр a необходимо выбрать настолько малым, насколько позволяют конструктивные и эксплуатационные условия. При известной жесткости амортизатора безразмерную жесткость установки можно определить из условия минимума усилия в установке при $\omega T = (2n-1)\pi$, где $n = 1, 2, 3, \ldots$ по формуле

$$a_y = \omega T \sqrt{\frac{\omega^2 T^2 - a^2\left(\frac{1}{m}+1\right)}{\omega^2 T^2 - a^2}}.$$

Если же характеристики установки изменить невозможно, возникает необходимость в применении специальных демпферов.

7.6. ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРА ПРИ ПОМОЩИ ЭВМ

При проектировании амортизаторов с оптимальными характеристиками, передающих на установку наименьшее усилие отдачи, их габаритные характеристики могут оказаться неудовлетворительными. В этом случае необходимо спроектировать амортизатор, наиболее близкий к оптимальному, но удовлетворяющий конструктора по своим габаритам. Рассмотрим выбор параметров амортизатора для этого случая с помощью ЭВМ. Пренебрегая для газоотводных систем влиянием автоматики на движение корпуса оружия, примем за исходную модель с одной степенью свободы. Уравнение движения корпуса оружия для этого случая $M_{ор}\ddot{x}_к = P(t) - П(x_к, \dot{x}_к)$.

Рассмотрим два типа амортизаторов: тип А (см. рис. 7.2), для которого функция $П(x_к, \dot{x}_к)$ определяется зависимостью (7.2) и тип Б (см. рис. 7.3), для которого функция $П(x_к, \dot{x}_к)$ определяется зависимостью (7.3).

Для выбора параметров амортизатора и демпфера $k_а$, $П_0$ и F необходимо так подобрать их сочетание, чтобы обеспечить по-возможности, минимальную величину усилия и удовлетворить ограничениям, наложенным на движение оружия.

В этом случае очень важно правильно рассчитать пружину амортизатора.

Можно предложить следующую методику выбора параметров амортизатора при помощи ЭВМ: 1) ориентировочный выбор характеристик амортизатора; 2) проверка переходных процессов и установившихся режимов при помощи АВМ; 3) расчет переходных процессов и установившихся режимов при помощи ЦВМ для выбранных областей изменения параметров; 4) проектирование амортизатора.

Материал для пружины амортизатора выбираем в соответствии с ГОСТ 14963—69. Например, сталь 65С2ВА. Для пружины III класса 2-го разряда назначаем $\tau_s \leqslant 130$ кгс/см^2 [6]. При предварительном определении характеристик амортизатора нам известны $M_{ор}$, $k_у$, n (или $T_п$), I. Для одноимпульсной системы обозначим импульс, действующий на оружие I_1, для двухимпульсной — I_1 и I_2.

При выборе характеристик будем пользоваться некоторыми статистическими данными, полученными на основе анализа характеристик хорошо работающих, зарекомендовавших себя амортизаторов.

Выбирая схему амортизации, т. е. число циклов автоматики c за время цикла амортизации $t_{ам}$, руководствуемся тем, что схема амортизации определяет в значительной степени x_{max} ход оружия на установке, влияющий на условия подачи. Желательно иметь $x_{max} \leqslant 25 \ldots 30$ мм.

При выборе степени сжатия $s=\Pi_0/\Pi_m$, по аналогии с существующими конструкциями*, можно принимать $s=0{,}35\ldots0{,}5$. Примем силу сопротивления откату средним значением постоянной.

Полагая движение после действия каждого импульса равнопеременным, будем иметь

$$x_к=\sum_{c_i=0}^{c_I}\frac{I_1}{M_{ор}}(t-c_iT_ц)-\frac{\Pi_{ср}}{2M_{ор}}t^2,$$

где $\frac{I_1}{M_{ор}}=\dot{x}_{ск}$; $\frac{\Pi_{ср}}{M_{ор}}=\ddot{x}_к$, c_I — число циклов до рассматриваемого момента времени.

В конце цикла амортизации $t=t_{ам}=cT_ц$, $x_к=0$ и $c_I=c-1$.

При этом

$$\Pi_{ср}=\frac{2\sum_{c_i=0}^{c-1}(c-c_i)}{c^2}\frac{I_1}{T_ц}=\frac{c+1}{c}\frac{I_1}{T_ц}.$$

Для конца цикла амортизации может быть задана величина $x_к$, равная не нулю, а принятой величине выката системы.

Время, соответствующее максимальной деформации для нечетных значений c, будет $t_m=cT_ц/2$.

Для четных значенний c: $t_m=cT_ц/2\pm\Delta t_m$.

Из уравнения импульсов для интервала времени $cT_ц/2+T_ц>\Delta t>cT_ц/2$ получаем $\frac{I_1}{2M_{ор}}=\frac{\Pi_{ср}}{M_{ор}}\Delta t_m$.

Откуда, учитывая значения $\Pi_{ср}$, имеем $\Delta t_m=cT_ц/2(c+1)$.

Таким образом $t_m=c_tT_ц$,

где $$c_t=\begin{cases}\frac{c}{2} & \text{для нечетных } c,\\ \frac{c}{2}\left(1\pm\frac{1}{c+1}\right) & \text{для четных с.}\end{cases}$$

Максимальной деформации оружия за цикл амортизации соответствует $t=t_m=c_tT_ц$ и $\dot{x}_к=0$. При этом значения c_I берутся до $t=t_m$. Тогда $x_m=c_m\frac{I_1}{M_{ор}}T_ц$,

где $$c_m=\sum_{c_i=0}^{c_I}(c_t-c_i)-\frac{c+1}{2c}c_t^2.$$

Для нечетных значений c величины $c_t=c/2$ и $c_I=\frac{c-1}{2}$, а для четных значений $c_t=\frac{c}{2}\frac{c+2}{c+1}$ $c_I=c/2$.

---

* **Кордье В. А.** Противооткатные приспособления артиллерийских систем. Л., 1933, 280 с.

При этом

$$c_m=\begin{cases}\dfrac{c+1}{8} & \text{для нечетных } c;\\[2ex] \dfrac{c(c+2)}{8(c+1)} & \text{для четных } c.\end{cases}$$

Среднее значение упругой деформации для симметричного цикла можно определить по зависимости

$$x_{\text{ср}}=\frac{2}{t_{\text{ам}}}\int_0^{\frac{t_{\text{ам}}}{2}} x_{\text{к}}dt.$$

С учетом выражения для $\Pi_{\text{ср}}$, при $c_I=c/2$, получим после интегрирования

$$x_{\text{ор}}=c_{\text{ср}}\frac{I_1}{M_{\text{ор}}}T_{\text{ц}},$$

где $c_{\text{ср}}=\sum_{c_i=0}^{c/2}\frac{1}{c}\left(\frac{c}{2}-c_i\right)^2-\frac{c(c+1)}{24}=\frac{c+1}{12}$.

Характеристики амортизатора можно приближенно определить, считая, что на систему амортизатор — установка действует усилие $\Pi_{\text{ср}}=\Pi_0+kx_{\text{ср}}$ и $\Pi_m=\Pi_0+kx_m$.

Учитывая, что $\Pi_0=s\Pi_m$, можем записать:

$$\Pi_0=\frac{s}{1-s}kx_m \text{ и } \Pi_{\text{ср}}=\frac{s}{1-s}kx_m+kx_{\text{ср}}.$$

Из полученной системы уравнений находим

$$k=\frac{(1-s)\Pi_{\text{ср}}}{s(x_m-x_{\text{ср}})+x_{\text{ср}}};\quad \Pi_0=\frac{s\Pi_{\text{ср}}x_m}{s(x_m-x_{\text{ср}})+x_{\text{ср}}}.$$

Подставляя значения величин, получим

$$k=k(c,s)\frac{M_{\text{ор}}}{T_{\text{ц}}^2};\quad \Pi_0=\Pi(c,s)\frac{I_1}{T_{\text{ц}}},$$

где

$$k(c,s)=\begin{cases}\dfrac{24}{c}\dfrac{1-s}{2+s} & \text{для нечетных } c,\\[2ex] \dfrac{24}{c}\dfrac{(1-s)(1+c)^2}{3cs(c+2)+2(1-s)(c+1)^2} & \text{для четных } c;\end{cases}$$

$$\Pi(c,s)=\begin{cases}\dfrac{3s(c+1)}{c(2+s)} & \text{для нечетных } c,\\[2ex] \dfrac{3s(c+1)}{3cs(c+2)+2(1-s)(c+1)^2} & \text{для четных } c.\end{cases}$$

Значения $k_а$ определяются по зависимости

$$k_а = kk_у/(k_у - k).$$

Максимальный ход пружины амортизатора

$$x_{ma} = x_m - \Pi_0/k_у s.$$

Несколько точнее принятая модель описывается системой уравнений:

$$\Pi_{ср} = s\Pi_m + kx_{ср};\quad k_а = \frac{\Pi_m(1-s)}{x_{ma}};$$

$$x_{ma} = x_m - \frac{\Pi_m}{k_у};\quad k_а = \frac{kk_у}{k_у - k}.$$

Решение полученной системы позволяет определить Π_m, $k_а$ и x_{ma}.

Аналогично можно определить характеристики амортизатора для двухимпульсной системы (I_1 и I_2). При $t_{ам} = cT_ц$ и $T_ц = t_{отк} + t_{нак}$

$$x_к = \sum_{c_i=0}^{c_I} \left[\frac{I_1}{M_{ор}}(t - c_i T_ц) + \frac{I_2}{M_{ор}}(t - t_{отк} - c_i T_ц)\right] - \frac{\Pi_{ср}}{2M_{ор}} t^2.$$

Если $t_{отк} = \tau_1 T_ц$, то

$$\Pi_{ср} = 2\,\frac{\sum_{c_i=0}^{c-1} [I_1(c - c_i) + I_2(c - \tau_1 - c_i)}{c^2 T_ц}.$$

Например, для $c = 1$ и при $t_{нак} = \tau_2 T_ц$

$$\Pi_{ср} = 2\,\frac{I_1 T_ц + I_2 t_{нак}}{T_ц^2} = 2\,\frac{I_1 + \tau_2 I_2}{T_ц}.$$

Время t_m, соответствующее x_m, определяется из условий $\dot{x}_к = 0$:

$$t_m = \frac{I_1 + I_2}{\Pi_{ср}} = \frac{(I_1 + I_2)T_ц}{2(I_1 + \tau_2 I_2)}.$$

Тогда

$$x_m = \left[\frac{1}{4}\,\frac{(I_1 + I_2)^2}{I_1 + \tau_2 I_2} - \tau_1 I_2\right]\frac{T_ц}{M_{ор}}.$$

Очевидно, что

$$x_{ср} = \frac{1}{t_{ам}}\int_0^{t_{ам}} \frac{I_1}{M_{ор}}\,tdt + \frac{1}{t_{ам}}\int_0^{t_{ам}-t_{отк}} \frac{I_2}{M_{ор}}\,tdt - \frac{1}{t_{ам}}\int_0^{t_{ам}} \frac{\Pi_{ср}}{2M_{ор}}\,t^2 dt.$$

После интегрирования и преобразований получим

$$x_{ср} = \left(I_1 + \tau_2^2 I_2 + \frac{\Pi_{ср}}{3}T_ц\right)\frac{T_ц}{2M_{ор}}.$$

Зная x_m, $x_{ср}$ и $П_{ср}$, характеристики амортизатора определяем так же, как и для одноимпульсных систем.

При необходимости из условия надежного прихода системы в переднее положение выбираем усилие демпфера F:

$$П_0 - \eta M_{op} g \geqslant F \geqslant 0,$$

где $\eta \geqslant 2$ — коэффициент запаса для надежного удержания оружия в переднем положении.

Усилие, передаваемое на установку, $R_{max} = П_{max} + F$.

Очевидно, что демпфирование ведется к увеличению усилия отдачи, но при некотором уменьшении величины отката x_{max}, так как

$$x_{max} = \frac{R_{max} - F - П_0}{k_a}.$$

Если изменить k_a и сохранить величину x_{max}, то введение демпфера уменьшит силу отдачи.

После выбора и уточнения значений параметров амортизатора можно спроектировать пружину и корпус амортизатора. Из условий приемлемых габаритов задаем $D_{ам}$. По аналогии с существующими конструкциями можно принять $D_{ам} = 25 \ldots 35$ мм (рис. 7.12). При этом рекомендуется выдерживать следующие соотношения: $c = D_{ам}/a \geqslant 4$ и $1 < b/a = \bar{b} \leqslant 4$, где c — индекс пружины; $\bar{b}$ — относительный размер сечения.

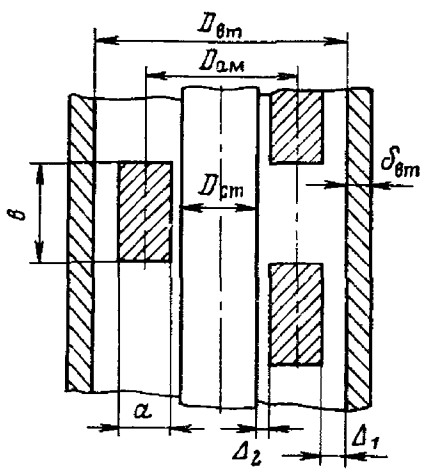

Рис. 7.12. Размеры амортизатора

Значения $\bar{b}$ лучше задавать по аналогии с зарекомендовавшими себя конструкциями, например, $\bar{b} = 2 \ldots 2{,}5$ и в строгом соответствии с ГОСТом.

По зависимости

$$b = \sqrt[3]{\frac{\bar{b}}{2\nu(\bar{b})} \frac{П_{max} D_{ам}}{\tau_s}}$$

находим b, а следовательно, и $a = b/\bar{b}$.

Значения $\nu(\bar{b})$ выбирают по табл. 7.1. Напряжения можно проверить по зависимости

$$\tau_s = \frac{1}{2\nu(\bar{b})} \frac{П_{max} D_{ам}}{ab^2}.$$

Осадка пружины $x_0 + x_{max} = \frac{\pi П_{max} D_{ам}^3 n}{4\eta(\bar{b}) ab^3 G}$, где n — число витков; G — модуль упругости второго рода.

С учетом выражения для $\bar{b}$, решая относительно n, получим

$$n = \frac{4\eta(\bar{b}) G b^4 (x_0 + x_{max})}{\pi \bar{b} П_{max} D_{ам}^3} = \frac{4\eta(\bar{b}) G b^4}{\pi \bar{b} k_a D_{ам}^3}.$$

Таблица 7.1.

$\overline{b}$	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0
$\nu\ (\overline{b})$	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,299
$\eta\ (\overline{b})$	0,141	0,196	0,214	0,229	0,249	0,263	0,281	0,299

С учетом выражения для τ получим

$$n=\frac{2\eta\,(\overline{b})\,Gb\,(x_0+x_{\max})}{\pi\nu\,(\overline{b})\,D_{\text{ам}}^2 v_s}.$$

Значения $\eta(\overline{b})$ выбирают по табл. 7.1.

Полное число витков в пружине $n_{\text{п}}=n+1{,}5$, зазор между витками $e=(0{,}1\ldots0{,}2)\ x_0+x_{\max}/n$. Полная высота пружины $H=nb+b+en+x_0+x_{\max}$, высота пружины при предварительном поджатии $H_0=nb+b+en+x_{\max}$.

Диаметр втулки амортизатора (см. рис. 7.12)

$$D_{\text{вт}}=\left(1+\frac{a}{D_{\text{ам}}}+\frac{\Delta_1}{D_{\text{ам}}}\right)D_{\text{ам}},$$

где $\dfrac{a}{D_{\text{ам}}}=\dfrac{1}{c};\quad \dfrac{\Delta_1}{D_{\text{ам}}}\geqslant 0{,}05\ldots0{,}1.$

Диаметр направляющего стержня

$$D_{\text{ст}}=\left(1-\frac{a}{D_{\text{ам}}}-\frac{\Delta_2}{D_{\text{ам}}}\right)D_{\text{ам}},$$

где $\dfrac{\Delta_2}{D_{\text{ам}}}\geqslant 0{,}05\ldots0{,}1.$

Толщина стенки втулки

$$\delta_{\text{вт}}=z\,\frac{\Pi_0+k_{\text{а}}x_{\max}}{\pi D_{\text{вт}}[\sigma]},$$

где z — коэффициент запаса прочности; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на разрыв.

Длина гнезда втулки под пружину $H_{\text{вт}}=H_0$.

Область приемлемых значений характеристик амортизаторов на основе анализа осциллограмм $x_{\text{к}}=x_{\text{к}}(t)$ и $\dot{x}_{\text{к}}=\dot{x}_{\text{к}}(t)$ можно выбрать с помощью АВМ. При анализе движения корпуса оружия известна вынуждающая функция $P=P(t)$ системы нелинейных дифференциальных уравнений. Поэтому наиболее приемлем общий метод набора задачи. Рассмотрим методику выбора области приемлемых значений характеристик амортизатора, выполненного по схеме рис. 7.2, *а* для барабанной пушки с отводом пороховых га-

зов. Уравнение движения пушки на амортизаторе в этом случае можно привести к виду

$$\ddot{x}_к = \frac{P(t)}{M_{op}} - \frac{k_a}{M_{op}} x_к - \frac{П_0}{M_{op}} \operatorname{sign} \dot{x}_к - \frac{F}{M_{op}} \operatorname{sign} \dot{x}_к. \qquad (7.32)$$

Это уравнение после введения коэффициентов приведения $\chi = x_к / x_{к\,max}$ и $p(t) = P(t)/P_{max}$ можно переписать в виде

$$\ddot{\chi} = \frac{P_{max}}{M_{op} x_{к\,max}} p(t) - \frac{k_a}{M_{op}} \chi - \frac{П_0}{M_{op} x_{к\,max}} \operatorname{sign} \chi - \frac{F}{M_{op} x_{к\,max}} \operatorname{sign} \dot{\chi}. \qquad (7.33)$$

Перейдя к машинному времени τ, получим

$$\ddot{u}_\chi = k_3 - k_1 u_\chi - k_2 \operatorname{sign} u_\chi - k_4 \operatorname{sign} \dot{u}_\chi,$$

где u_χ, $\dot{u}_\chi$, $\ddot{u}_\chi$ — электрические величины, соответствующие физическим характеристикам уравнения (7.33); k_i — машинные коэффициенты.

Масштабы приведения $M_\chi = u_\chi / \chi$ и $M_t = \tau / t$.

Перепишем уравнение (7.33) в виде

$$\ddot{\chi} = \frac{k_3 (M_t)^2}{M_\chi} - k_1 (M_t)^2 \chi - \frac{k_2 (M_t)^2}{M_\chi} \operatorname{sign} \chi - \frac{k_4 (M_t)^2}{M_\chi} \operatorname{sign} \chi. \qquad (7.34)$$

Из сравнения уравнений (7.33) и (7.34) получим

$$k_1 = \frac{k_a}{M_{op} (M_t)^2}, \quad k_2 = \frac{П M_\chi}{M_{op} x_{к\,max} (M_t)^2},$$

$$k_3 = \frac{p(t) M_\chi}{M_{op} (M_t)^2}, \quad k_4 = \frac{F M_\chi}{M_{op} x_{к\,max} (M_t)^2}.$$

Схема может быть набрана на машине ЛМУ-1 (рис. 7.13).

Усилители *1* и *2* являются интеграторами и образуют линейную часть схемы. На их выходах получаются соответственно значения $[-dx/dt]$ и $[\chi]$. Усилители *5* и *7* работают в качестве инверторов, т. е. меняют знак поступающего на них сигнала. На усилителе *3* нелинейность выполнена по схеме с диодным ограничением. Эта схема моделирует величину поджатия пружины амортизаторов: $u_{вых} = -\operatorname{sign} u_\chi$. На усилителе *4* собрана по той же схеме нелинейность, моделирующая сухое трение, создаваемое фрикционами амортизаторов $u_{вых} = \operatorname{sign} u_\chi$. В качестве вынуждающей функции используются импульсы с низкочастотного генератора периодических колебаний (НГПК) и дифференцирующая цепочка. НГПК моделирует выстрелы, т. е. функцию давления пороховых газов на дно канала ствола $p(t)$, которую можно представить в виде чередования кратковременных импульсов определенной величины с частотой, равной темпу стрельбы.

В схему также поставлен усилитель *6*. Он служит для уменьшения искажений сигнала НГПК. Соотношение между элемента-

ми дифференцирующей цепочки должно удовлетворять следующей зависимости: $RC \leqslant T$, где T — период чередования импульсов.

Меняя в выбранных пределах значения k_a, Π_0 и F, получим осциллограммы, по которым можно выбрать приемлемые закономерности и построить пространственную область существования трех параметров амортизатора.

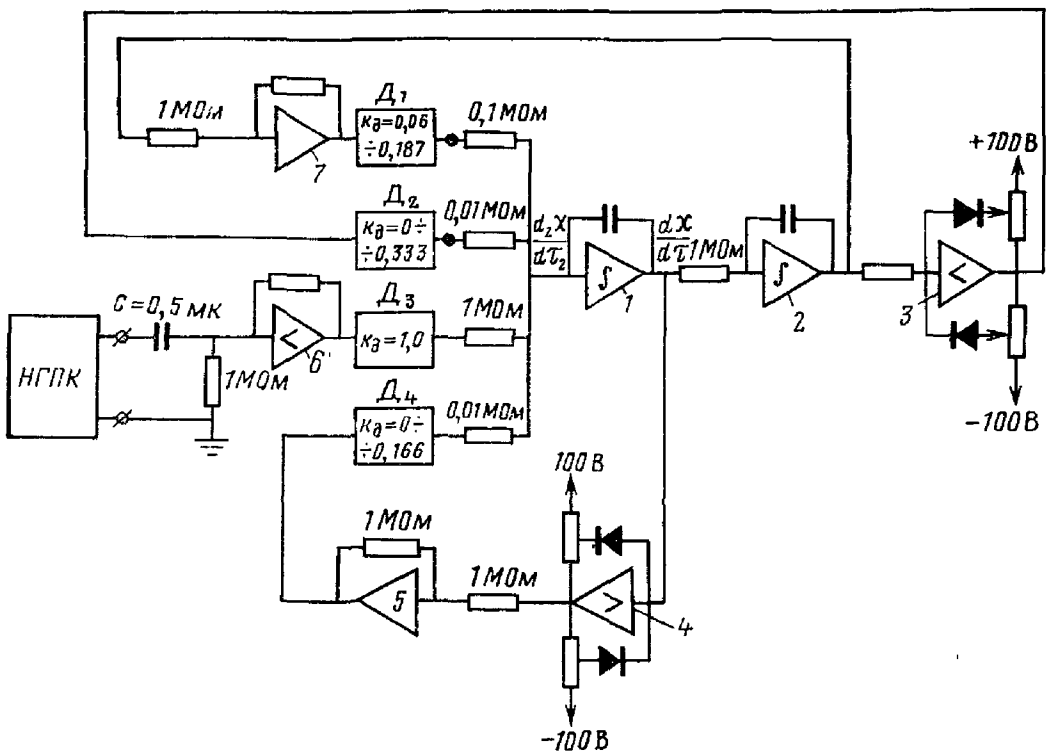

Рис. 7.13. Схема набора задачи амортизации на ЛМУ-1:
1—7—усилители

Ввиду того, что при создании нового образца параметры амортизации определяются довольно приближенно и их доводка производится уже на готовом образце, такая пространственная связь (фигура) существенно облегчает выбор приемлемых параметров амортизации. Недостатком такой пространственной схемы является ее привязанность к образцам, аналогичным по характеристикам. Но от этого недостатка можно избавиться, перейдя к уравнению безразмерного вида:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{P_{max}}{M_{op}x_m} p(t) - \frac{k_a}{M_{op}} \chi - \frac{\Pi_0}{M_{op}x_m} \operatorname{sign} \chi - \frac{F_{op}}{M_{op}x_m} \operatorname{sign} \dot{\chi}.$$

Преобразуем это уравнение

$$\frac{\ddot{\chi}}{n^2} = \overline{P} p(t) - \overline{k}_a \chi - \overline{\Pi}_0 \operatorname{sign} \chi - \overline{F} \operatorname{sign} \dot{\chi},$$

где n — темп стрельбы;

$$\overline{P} = \frac{P_{max} n^2}{M_{op}x_m}, \quad \overline{k}_a = \frac{n^2}{M_{op}} k_a, \quad \overline{\Pi}_0 = \frac{n^2}{M_{op}x_m} \Pi_0, \quad \overline{F} = \frac{n^2}{M_{op}x_m} F.$$

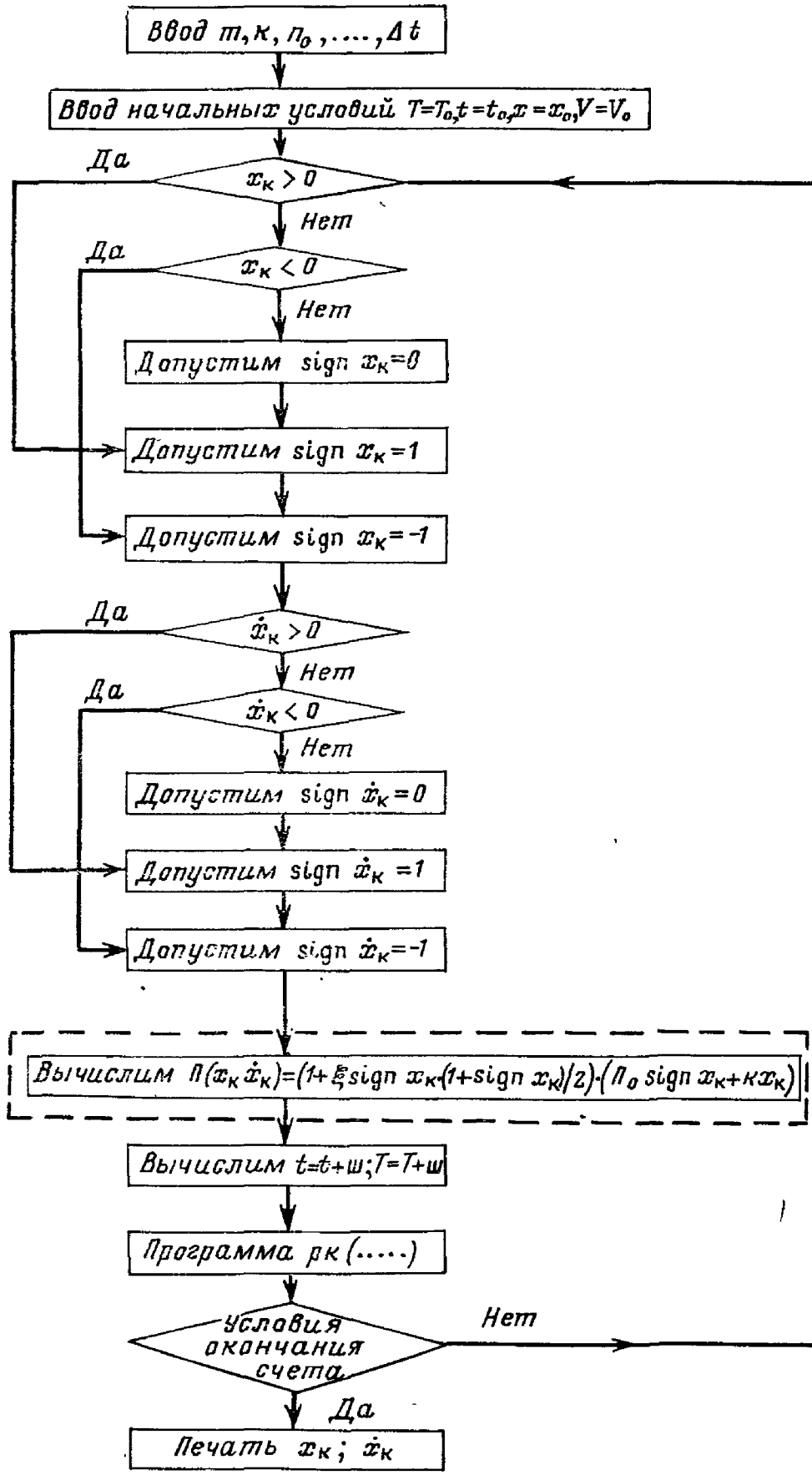

Рис. 7.15. Блок-схема решения уравнения движения пушки на амортизаторах

В соответствии с этим пространственная схема рис. 7.14 строится в координатах $\bar{\Pi}_0$, $\bar{k}_a$ и $\bar{F}$.

Выбрать характеристики амортизатора можно следующим образом. Задаваясь значениями Π_m, k_a и F, выбираем точку на пространственной схеме, которой соответствует определенный тип осциллограммы. Если нас не удовлетворяет тип графика $x_к = x_к(t)$, то выбирается другая точка и осциллограмма. После окончательного определения $\bar{k}_a$, $\bar{\Pi}_0$ и $\bar{F}$ подсчитываем k_a, Π и F, а затем проектируем пружину и корпус амортизатора. Для окончательного

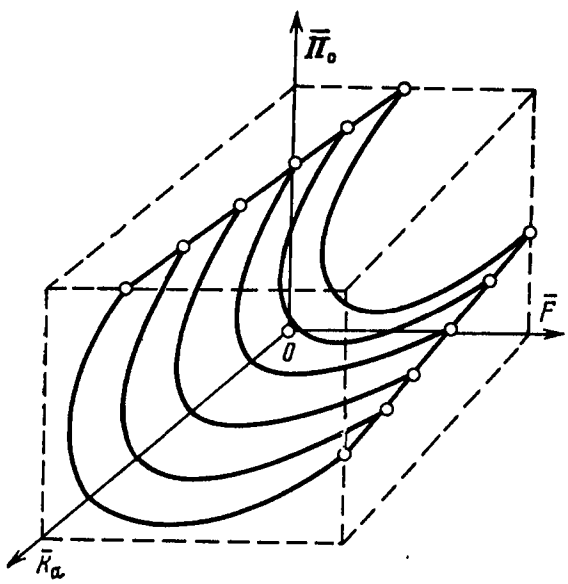

Рис. 7.14. Пространственная диаграмма для выбора значений $\bar{k}_a$, $\bar{\Pi}_0$ и $\bar{F}$

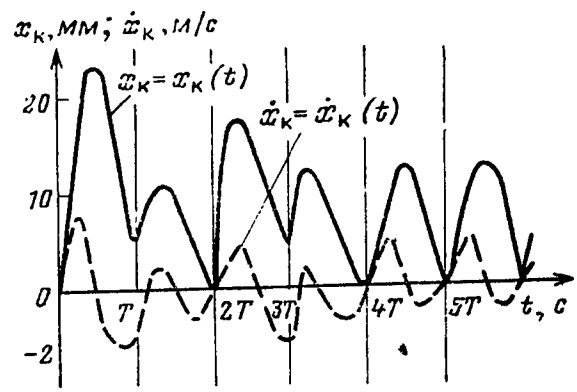

Рис. 7.16. Расчетные значения $x_к = x_к(t)$ и $\dot{x}_к = \dot{x}_к(t)$ для амортизатора с демпфером F=const

выбора параметров амортизатора можно использовать ЭВМ. Для такой работы вполне подходят малые ЭВМ. Блок-схема для решения исходного уравнения приведена на рис. 7.15 (см. стр. 244). Для амортизаторов типа А и Б применяется одна и та же блок-схема. Для типа Б блок-схема идет без изменений, а для типа А заменяется оператор, выделенный пунктиром. На рис. 7.16 показаны для примера результаты расчета одного из вариантов амортизатора типа А при произвольных характеристиках; k_a = =60 кгс/мм; Π_0=550 кгс; F=300 кгс; x_{max}=25 мм. Если переходной и установившийся процессы нас не устраивают, следует изменить параметры Π_0, F или κ_a.

В результате расчетов на ЭВМ строятся кривые $x_к = x_к(t)$ и $\dot{x}_к = \dot{x}_к(t)$, соответствующие различным характеристикам амортизатора.

1. **Агокас Е. В.** Основы вооружения самолетов. М., Оборонгиз, 1946, 288 с.
2. **Александров Е. В., Соколинский В. Б.** Прикладная теория и расчеты ударных систем. М., «Наука», 1969, 200 с.
3. **Александер Р., Лоуренс К.** Экспериментальное исследование динамики механизма с упругими звеньями. Труды американского общества инженеров-механиков. 1974, серия Б, № 1, с. 173—185.
4. **Алферов В. В.** Определение механических характеристик тонкостенных цилиндрических оболочек. — В кн.: «Некоторые новые вопросы штамповки точных деталей». М., Оборонгиз, 1959, с. 27—34.
5. **Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. В.** Теория колебаний. М., Физматгиз, 1959, 916 с.
6. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Книга 2. М., «Машиностроение», 1973, 576 с.
7. **Артиллерийское** вооружение. Основы устройства и конструирование. М., «Машиностроение», 1975, 420 с.
8. **Батуев Г. С. и др.** Инженерные методы исследования ударных процессов. М., «Машиностроение», 1969, 248 с.
9. **Благонравов А. А.** Основания проектирования автоматического оружия. М., Оборонгиз, 1940, 488 с.
10. **Боровиков А. Ф., Седленек Г. И.,** Вооружение самолета. М., Оборонгиз, 1941, 366 с.
11. **Бравин Е. Л. и др.** Стрелково-пушечное вооружение самолетов. М., Воениздат, 1941, 304 с.
12. **Вентцель Д. А.** Внутренняя баллистика. М., 1948, 416 с.
13. **Вентцель Е. С.** Исследование операций, М., «Советское радио», 1972, 552 с.
14. **Вейц В. Л.** Динамика машинных агрегатов. Л., «Машиностроение», 1969, 368 с.
15. **Вуколов В. С., Коньков Н. Г.** Советские истребители. М., ДОСААФ, 1973, 96 с.
16. **Вульфсон И. И., Коловский М. В.** Нелинейные задачи динамики машин. Л., «Машиностроение», 1968, 284 с.
17. **Горов Э. А.** Некоторые вопросы анализа и синтеза механизмов автоматического оружия. М., 1946, 268 с.
18. **Горов Э. А.** Основания проектирования автоматического оружия. М., 1954, 672 с.
19. **Горов Э. А.** Основания проектирования пулеметных станков и зенитных установок. М., 1958, 192 с.
20. **Двайт Г. Б.** Таблицы интегралов и другие математические формулы. М., «Наука», 1964, 228 с.
21. **Дубовски С.** Динамический расчет механических систем с зазорами. — «Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Б», № 1, 1971, с. 247—258.
22. **Дубовски С.** Описание динамических эффектов, вызванных зазорами в плоских механизмах. — «Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Б.», № 1, 1974, с. 229—236.

23. **Жуков В. Н.** Оружие авиации. М., Воениздат, 1959, 136 с.
24. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.-Л., ОГИЗ, 1948, 376 с.
25. **Кожевников С. Н.** Динамика машин с упругими звеньями. Киев, изд. АН УССР, 1961, 150 с.
26. **Комаров М. С.** Динамика механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1969, 296 с.
27. **Конструкция** управляемых баллистических ракет. Под ред. А. И. Синюкова и Н. И. Морозова. М., Воениздат, 1969, 444 с.
28. **Ларман Э. К.** Проектирование и производство артиллерийских систем. М., Воениздат, 1949, часть I. Проектирование орудийных стволов и затворов, 396 с.
29. **Лойцянский Л. Г., Лурье А. И.** Теоретическая механика. часть 3, ОНТИ, М.-Л., 1934, 624 с.
30. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М., «Машиностроение», 1975, 400 с.
31. **Мамонтов М. А.** Некоторые случаи течения газа. М., Оборонгиз, 1951, 490 с.
32. **Материальная** часть стрелкового оружия. Под ред. А. А. Благонравова, М., Оборонгиз. Кн. 1, 1945, 573 с. Кн. 2, 1946, 832 с.
33. **Моделирование** на аналоговых вычислительных машинах. Л., «Энергия», 1972, 208 с.
34. **Неймарк Ю. И.** Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. М., «Наука», 1972, 472 с.
35. **Орлов Б. В., Мазинг Г. Ю.** Термодинамические баллистические основы проектирования РДТТ. М., «Машиностроение», 1968, 536 с.
36. **Паул Б., Крайчинович Д.** Применение вычислительных машин для анализа плоских механизмов. — «Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Е», № 3, Т37, 1970, с. 121—137.
37. **Пересада С. А., Филиппов А. И., Демидов Л. И.** Борьба с низколетящими средствами воздушного нападения. М., Воениздат, 1971, 176 с.
38. **Подчуфаров Б. М.** О движении идеальной модели циклической автоматики, имеющей две степени свободы. — «Известия вузов. Машиностроение», 1959, № 7, с. 3—8.
39. **Подчуфаров Б. М., Захаров В. И.** Некоторые вопросы динамики циклической автоматики — в кн.: «Прикладная математика и кибернетика», М., «Наука», 1973, с. 92—94.
40. **Проектирование** ракетных и ствольных систем. Под ред. Б. В. Орлова. М., «Машиностроение», 1974, 828 с.
41. **Пущин П. П.** Орудийные гильзы. М., Оборонгиз, 1941, 214 с.
42. **Сергеев В. И., Юдин К. М.** Исследование динамики плоских механизмов с зазорами. М., «Наука», 1974, 112 с.
43. **Справочник** по стрелковому оружию иностранных армий. М., Воениздат, 1947, 280 с.
44. **Толочков А. А.** Теория лафетов. М., Оборонгиз, 1960, 346 с.
45. **Уинфри Р., Андерсон Р., Глинка П.** Анализ упругих механизмов с зазорами. — «Труды американского общества инженеров-механиков», сер. «Б», № 3, 1973, с. 30—37.
46. **Федоров В. Г.** Эволюция стрелкового оружия. М., Воениздат, ч. I, 1938, 200 с; ч. 2, 1939, 316 с.
47. **Хитрик В. З.** Методы динамической оптимизации механизмов машин-автоматов. Изд. ЛГУ, 1974, 116 с.
48. «Aviation ordnance». «Flight», 1955, 28, N 2401, p. 105—110, 114—122.
49. **Chinn G. M.** The Machine Gun. V. 1, 4. Washington US Gov. Print Off. 1951—1955, Bureau of Ordnance US Navy.
50. **Curti P.** Automatische Waffen. Fraunfeld und Leipzig, 1939, 205 p.
51. **Merohrige** Hochleistungswaffen. — «Soldat und Technik», 1969, N 6, p. 327—330.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Глава 1. Конструкция и структура современных автоматов 5

1.1. Основные типы структурных схем и классификация автоматического оружия 5

1.2. Основные механизмы и узлы автоматики 30

Глава 2. Уравнения движения автоматики 32

2.1. Основные уравнения движения автоматики при неподвижном основании (без амортизации) 32

2.2. Уравнения движения автоматики при подвижном основании (при амортизации оружия) 43

2.3. Силы, действующие в автоматическом оружии 51

Глава 3. Анализ уравнений движения автоматики и методы их решения 66

3.1. Определение исходных данных для решения уравнений движения автоматики 66

3.2. Анализ уравнений движения автоматики 72

3.3. Особенности работы механизмов при перемене ролей звеньев . 77

3.4. Соударение механизмов и деталей при работе автоматики . . 84

3.5. Методы решения уравнений движения автоматики 105

Глава 4. Применение электронных машин для расчета и исследования движения автоматики 111

4.1. Применение аналоговых вычислительных машин для расчета и исследования работы автоматики 111

4.2. Применение ЦВМ для расчета движения автоматики 117

4.3. Уравнения движения механизма автоматики при учете упругости звеньев и зазоров в кинематических парах 124

Глава 5. Виды узлов запирания. Анализ работы гильзы при выстреле 146

5.1. Виды узлов запирания. Функционирование гильзы при выстреле 146

5.2. Напряженно-деформированное состояние гильзы при выстреле . 149

5.3. Определение характеристик узла запирания, обеспечивающих прочность гильзы при выстреле 160

5.4. Определение характеристик инерционного затвора, обеспечивающих прочность гильзы при выстреле 173

5.5. Прочность гильзы при экстракции 178

Глава 6. Особенности расчета движения автоматики различных схем. Работа автоматики при стрельбе очередью 182

6.1. Особенности расчета движения и анализ работы автоматики с инерционным запиранием 182

6.2. Особенности расчета и анализ работы автоматики с неподвижным стволом и отводом пороховых газов 186

Стр.

6.3. Особенности расчета движения автоматики систем с подвижным стволом 196
6.4. Расчет движения автоматики при наличии надульных устройств . 201
6.5. Анализ работы автоматики при стрельбе очередью 203

Глава 7. Влияние упругих деформаций амортизатора и установки на кинетику автомата. Выбор амортизатора 212
7.1. Назначение, виды и устройство амортизатора 212
7.2. Взаимодействие автомата с установкой. Импульсно-силовые диаграммы 215
7.3. Работа автоматики при амортизации. Взаимное влияние движения автоматики и корпуса оружия 219
7.4. Анализ движения оружия на амортизаторах при стрельбе очередью 223
7.5. Методика выбора оптимальных параметров амортизаторов . . 229
7.6. Выбор характеристик амортизатора при помощи ЭВМ 235

Список литературы 245

ИБ № 1346

Вениамин Вассианович Алферов

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОРУЖИЯ

Редактор издательства *Г. П. Филипповская* Художник *Е. В. Бекетов*
Технический редактор *Н. Н. Скотникова* Корректор *Л. Е. Хохлова*

Сдано в набор 16/XI 1976 г. Подписано к печати 14/III 1977 г. Т—02161
Формат 60×90¹/₁₆ Бумага № 1
Печ. л. 15,50 Уч.-изд. л. 15,96
Цена 92 коп. Тираж 3200 экз. Изд. зак. 496

Издательство «Машиностроение», 107885 Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Хохловский пер., 7. Тип. зак. 1739

Авторские исправления

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
72	4 снизу	$\frac{M_{\text{пр}}(V^2)' - V^2(M_{\text{пр}})'}{2}$	$\frac{M_{\text{пр}}(V^2)' + V^2(M_{\text{пр}})'}{2}$
96 97	1 снизу 4 сверху	$V_i = V_{i0} =$	$V_i - V_{i0} =$
98	7 сверху	$\frac{\nu_i m_i}{\nu_i}$	$\frac{\nu_i m_i}{\eta_i}$
188	2 сверху	$k_{\text{л}} = 35\,000$ кгс/мм	$k_{\text{л}} = 35\,000$ кгс/м
190	8 снизу	$V_{\text{к}} = V_{\text{к0}} -$	$V_{\text{к}} = V_{\text{к0}} +$
190	3 сверху	$M_{\text{у}} \approx m_{\text{ш}} = \nu_{\text{д}} m_{\text{д}}$	$M_{\text{у}} \approx m_{\text{ш}} + \nu_{\text{д}} m_{\text{д}}$
226	7 сверху	$<$	$>$
226	8 сверху	$<$	$>$
241	ф-ла (7.32)	$-\frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}} \operatorname{sign} \dot{x}_{\text{к}} -$	$-\frac{\Pi_0}{M_{\text{ор}}} \operatorname{sign} x_{\text{к}} -$

Заказ 1739/496